

# PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA  
**UNIVERSIDAD  
CATÓLICA**  
DEL PERÚ

## DISEÑO DE MÁQUINA REBANADORA DE CAMOTE CON UNA CAPACIDAD DE 450 kg/h

Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico,  
que presenta el bachiller:

**CARLOS MILLER ACOSTA QUISPE**

ASESOR: **Dipl. Ing. Benjamín Barriga Gamarra**

Lima, **junio de 2015**

## RESUMEN

Actualmente el Perú está viviendo un boom gastronómico y ello lo confirma la sociedad peruana de gastronomía peruana (APEGA), indica que en Lima hay cerca de 30 mil restaurantes. En nuestros hogares y en restaurantes el corte del camote es una tarea que se realiza de forma manual.

Diseñar una máquina para que realice el corte de un camote puede parecer innecesario, pero cuando se tiene que cortar grandes cantidades y realizada por una sola persona, la tarea resulta ser estresante y empeora aun con el hecho de que la fuerza de corte de este tubérculo es relativamente alta.

El objetivo principal es diseñar una máquina que cumpla la función de cortar camote en rebanadas de 5 mm de espesor, y que tenga la capacidad de procesar 450 kg de camote por hora. El corte realizado por la máquina debe ser tal que se aproxime al corte realizado manualmente. El camote ingresará a la máquina pelado, una persona colocará el camote en la máquina, luego la máquina debe realizar el corte, y por último las tajadas serán descargadas.

En la primera parte de la tesis se presenta el estado del arte, la lista de exigencias, y se cuantifica la fuerza de corte del camote por medio de un ensayo experimental. En la segunda parte, se aplica la metodología de diseño mecánico basado en la norma VDI 2225 para hallar el proyecto óptimo. En la tercera parte, se realiza el cálculo de detalle del árbol de transmisión, de la transmisión por faja, de las uniones atornilladas, de las cuchillas, de los cordones de soldadura, de la velocidad crítica, de la estructura, se selecciona rodamientos y se selecciona al motor eléctrico.

El accionamiento de la máquina se da a través de un motor asíncrono monofásico de 1,5 kW; la transmisión de potencia se da por faja trapecial, donde se realiza una reducción de velocidad de 1725 a 350 rpm. El corte del camote se lleva a cabo gracias a dos cuchillas, las cuales se montan sobre un disco de corte y este sobre un árbol de transmisión.

La máquina ha sido diseñada para ser usada en establecimientos de comida, por ende lo más pequeña posible, sus dimensiones son de 555 x 600 x 658 mm. El suministro eléctrico considerado es monofásico y de 220 V. Finalmente, se realizó una estimación de costos, con lo cual resultó que el costo total del prototipo incluyendo el costo de diseño es de S/.2 828.


 PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ  
 FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

## TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TÍTULO	: DISEÑO DE MÁQUINA REBANADORA DE CAMOTE CON UNA CAPACIDAD DE 450 kg/h
ÁREA	: Diseño # 287
PROPUESTO POR	: Ing. Benjamin Barriga Gamarra
ASESOR	: Ing. Benjamin Barriga Gamarra
TESISTA	: Carlos Miller Acosta Quispe
CÓDIGO	: 2010.2682
FECHA	: 22 de abril de 2015


DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:

Actualmente el Perú está viviendo un auge gastronómico y ello lo confirma la sociedad peruana de gastronomía peruana (APEGA). Entre los platos más populares se encuentra el chicharrón de choncho, siendo uno de sus ingredientes el camote, y es precisamente el corte de este tubérculo el tema abordado en esta tesis.

Diseñar una máquina para que realice el corte de camote puede parecer innecesario, pero cuando se tiene que cortar grandes cantidades y cuando esta actividad es realizada por una sola persona, la tarea resulta ser estresante y empeora aun con el hecho de que la fuerza de corte de este tubérculo es relativamente alta.

El objetivo principal de la tesis es diseñar una máquina que cumpla la función de cortar camote en rebanadas de 5 mm de espesor, y que tenga la capacidad de procesar 450 kg por hora, a un costo total atractivo; se pretende que la productividad del personal que labora en la cocina con el uso de esta máquina aumente. El objetivo específico es elaborar toda la documentación para la fabricación de la máquina, concepto, diseño, planos y estimación de costos de fabricación.







PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ  
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

DISEÑO DE MÁQUINA REBANADORA DE CAMOTE CON UNA  
CAPACIDAD DE 450 kg/h

Introducción

1. Parámetros de diseño y estado del arte
2. Diseño de la rebanadora
3. Planos
4. Estimación de costos

Conclusiones

Bibliografía

Anexos

*Máximo 100 paginas*



Ing. Benjamín Barriga Gamarra  
Asesor





Dedicada a mis padres y a mi hermano por su apoyo incondicional, a mi esposa y a mi hija por su paciencia y comprensión.

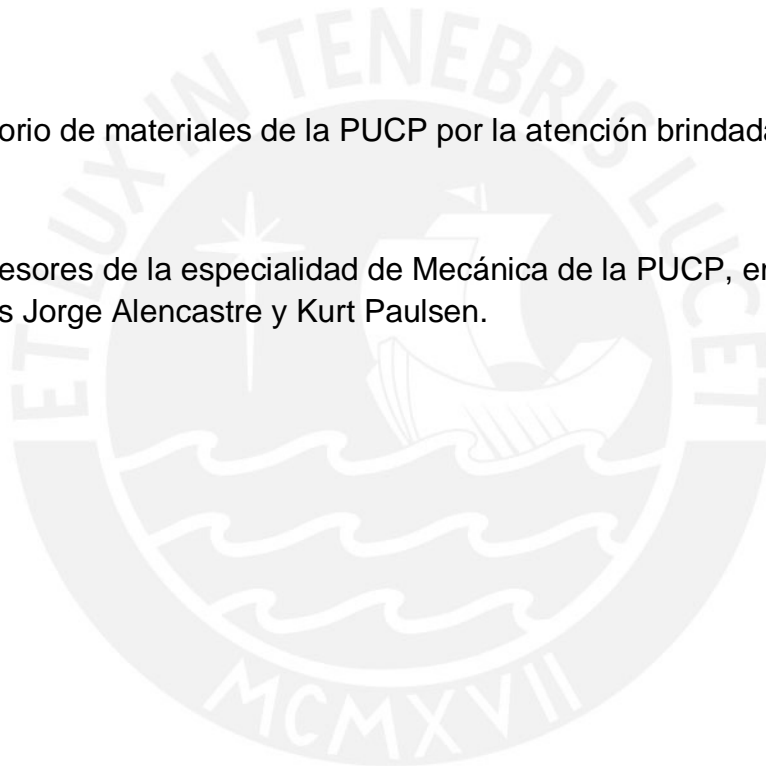
## AGRADECIMIENTOS

A mis padres y a mi familia, por su paciencia, comprensión y apoyo incondicional.

Al Ing. Benjamín Barriga por sus consejos y asesoría, por la dedicación de su tiempo.

Al laboratorio de materiales de la PUCP por la atención brindada.

A los profesores de la especialidad de Mecánica de la PUCP, en especial a los profesores Jorge Alencastre y Kurt Paulsen.



## ÍNDICE DE CONTENIDO

INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 Características del camote.....	3
1.2 Consideraciones teóricas para determinar la fuerza de corte.....	3
1.3 Determinación de la fuerza de corte.....	6
1.4 Descripción del corte del camote en tajadas .....	9
1.5 Estado de la tecnología.....	10
1.5.1 Corte manual con palanca.....	10
1.5.2 Procesadores de alimentos .....	10
1.5.3 Centrifuga .....	11
1.5.4 Cortadora con banda transportadora .....	11
1.6 Lista de requerimientos.....	12
2 METODOLOGÍA DE DISEÑO .....	15
2.1 Estructura de Funciones .....	15
2.2 Matriz Morfológica .....	17
2.3 Conceptos de solución.....	20
2.4 Proyecto preliminar.....	25
2.5 Descripción de operación de la máquina.....	30
2.6 Limpieza de la máquina .....	31
2.7 Mantenimiento .....	32
2.8 Aislamiento eléctrico.....	32
2.9 Cálculos generales .....	33
2.9.1 Definición de la capacidad de producción de la máquina. ....	33
2.9.2 Definición de la fuerza de corte .....	33
2.9.3 Determinación del torque de carga.....	34
2.9.4 Determinación de la velocidad de las cuchillas .....	35
2.9.5 Capacidad de producción neta considerando tiempos muertos.....	35
2.9.6 Determinación de la potencia de carga.....	35
2.9.7 Selección de la transmisión de potencia del sistema de corte .....	36
2.9.8 Sistema de transmisión de potencia .....	36
2.9.9 Selección de fajas y poleas .....	37
3 DISEÑO DE LA REBANADORA.....	40
3.1 Cálculo de las fuerzas en la faja trapecial.....	41
3.2 Transmisión de fuerzas y momento de la faja al árbol. ....	41
3.3 Cálculo a rigidez del árbol de transmisión .....	42

3.3.1	Deformación transversal por flexión.....	42
3.3.2	Deformación angular por flexión.....	49
3.4	Cálculo a fluencia del árbol de transmisión.....	50
3.5	Cálculo a fatiga del árbol de transmisión.....	53
3.5.1	Análisis de la sección E por flexión alternante.....	53
3.5.2	Análisis de la sección E por torsión pulsante.....	55
3.6	Selección de la chaveta para polea conducida.....	58
3.7	Selección de rodamientos.....	59
3.8	Diseño de la cuchilla.....	61
3.8.1	Geometría de la cuchilla.....	61
3.8.2	Fuerzas actuantes sobre la cuchilla.....	62
3.8.3	Cálculo a resistencia.....	63
3.8.4	Cálculo por fatiga.....	64
3.9	Cálculo del cordón de soldadura en el disco de corte.....	65
3.9.1	Verificación de cordón considerando esfuerzos estáticos.....	66
3.9.2	Verificación de cordón considerando esfuerzos fluctuantes.....	67
3.10	Cálculo de la velocidad crítica.....	68
3.11	Cálculo de la estructura.....	70
3.11.1	Determinación de fuerzas.....	71
3.11.2	Verificación de falla por fluencia del perfil F-J-L-Q.....	75
3.11.3	Verificación de falla por fluencia del perfil O-P-Q.....	77
3.11.4	Verificación de falla por pandeo del perfil M-P.....	78
3.11.5	Análisis por deflexión en el perfil F-J-L-Q.....	78
3.11.6	Verificación de unión por soldadura.....	79
3.12	Selección de tornillos.....	81
3.12.1	Tornillos para sujetar cuchillas.....	81
3.12.2	Tornillos para la unión entre soporte de rodamiento y la estructura.....	86
3.12.3	Tornillos para la unión entre el motor y la estructura.....	86
3.13	Selección del motor eléctrico.....	87
3.13.1	Verificación del tiempo de aceleración.....	88
3.14	Cálculo del contrapeso.....	91
4	PLANOS Y ESTIMACIÓN DE COSTOS.....	93
4.1	Lista de planos.....	93
4.2	Estimación de costos.....	94
4.2.1	Costos de diseño.....	94
4.2.2	Costos de elementos seleccionados.....	94
4.2.3	Costos de material de los elementos maquinados.....	95



4.2.4	Costo de material para la estructura y guardas.....	96
4.2.5	Costo por maquinado.....	96
CONCLUSIONES .....		97
BIBLIOGRAFÍA.....		99

### ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. 1.	Características físicas del camote.....	3
Tabla 1. 2.	Resumen de resultados del ensayo de corte.....	9
Tabla 1. 3.	Lista de requerimientos.....	13
Tabla 2. 1.	Evaluación técnico-económica de los conceptos de solución. ....	24
Tabla 2. 2.	Puntaje de evaluación de los conceptos de solución según VDI 2225 .....	24
Tabla 2. 3.	Evaluación técnica de los proyectos preliminares.....	28
Tabla 2. 4.	Evaluación económica de los proyectos preliminares.....	28
Tabla 3. 1.	Resumen de cálculo de verificación de chavetas. ....	59
Tabla 3. 2.	Resumen factores aumentadores – calculo fatiga de cuchilla.....	64
Tabla 3. 3.	Longitudes características del tornillo M6 x 20 para la unión de la cuchilla .....	82
Tabla 3. 4.	Resumen de cálculos sobre unión atornillada de soporte M6x60.....	86
Tabla 3. 5.	Resumen de cálculos sobre unión atornillada del motor M12x40.....	87
Tabla 4. 1.	Lista de planos de máquina rebanadora de camotes.....	93
Tabla 4. 2.	Costos por concepto de elementos seleccionados. ....	94
Tabla 4. 3.	Costos por materia prima de elementos maquinados .....	95
Tabla 4. 4.	Costo por materia prima para fabricar la estructura y guardas.....	96
Tabla 4. 5.	Resumen de costos parciales .....	96

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. 1. Camote amarillo .....	3
Figura 1. 2. Detalle del radio de filo de una cuchilla .....	4
Figura 1. 3. Detalle del ángulo de filo de la cuchilla .....	5
Figura 1. 4. Curva sobre el efecto de la curvatura de la cuchilla sobre la fuerza de corte .....	5
Figura 1. 5. Fuerza de corte versus desplazamiento de la navaja .....	6
Figura 1. 6. Cuchilla fabricada para el ensayo de corte.....	7
Figura 1. 7. Fotografía de ensayo de corte en máquina Zwick .....	7
Figura 1. 8. Gráfica de la fuerza de corte [N] vs desplazamiento de la cuchilla [mm]. .....	9
Figura 1. 9. Rebanadora manual con palanca .....	10
Figura 1. 10. Procesador de alimentos comercial .....	11
Figura 1. 11. Máquina cortadora centrifuga .....	11
Figura 1. 12. Cortadora con banda GS10 .....	12
Figura 1. 13. Cortadora GS 10- Zona de corte.....	12
Figura 2. 1. Caja negra.....	15
Figura 2. 2. Estructura de funciones. ....	18
Figura 2. 3. Matriz morfológica de Zwicky.....	19
Figura 2. 4. Concepto de solución 1 .....	20
Figura 2. 6. Concepto de solución 3.....	21
Figura 2. 5. Concepto de solución 2.....	21
Figura 2. 7. Concepto de solución 4.....	22
Figura 2. 8. Concepto de solución 5.....	22
Figura 2. 9. Concepto de solución 6.....	23
Figura 2. 10. Concepto de solución 7 .....	23
Figura 2. 11. Proyecto preliminar 1. Vista superior y frontal .....	25
Figura 2. 12. Proyecto preliminar 2. Vista superior y frontal .....	26
Figura 2. 13. Proyecto preliminar 3. Vista superior y frontal .....	27
Figura 2. 14. Diagrama de evaluación según la norma VDI2225.....	29
Figura 2. 15. Ensamble de la rebanadora de camotes en vista isométrica, con y sin guardas ..	30
Figura 2. 16. Vista 3D de explosión de la máquina .....	31
Figura 2. 17. Diagrama de velocidades presentes en el filo de la cuchilla .....	34
Figura 2. 18. Esquema sobre la distancia de la cuchilla al centro de rotación.....	34
Figura 2. 19. Transmisión de potencia por faja trapezoidal .....	37
Figura 2. 20. Dimensiones de faja trapezoidal con perfil SPZ .....	37
Figura 3. 1. Fuerzas en la faja trapezoidal .....	41
Figura 3. 2 Trasmisión de fuerzas y momentos debido a la faja.....	42
Figura 3. 3 Esquema árbol de transmisión con dimensiones.....	42
Figura 3. 4 Esquema del árbol con cargas en el plano X-Z .....	43
Figura 3. 5. Esquema genérico de un árbol con 2 cargas en voladizo.....	44
Figura 3. 6. DCL de los 3 tramos del árbol.....	44
Figura 3. 7. Curva elástica del árbol en el plano X-Z.....	47
Figura 3. 8 Esquema del árbol con cargas en el plano X-Y .....	47
Figura 3. 9. Curva elástica del árbol en el plano X-Y.....	48
Figura 3. 10. Fuerzas y momentos torsores en el árbol de transmisión .....	50

Figura 3. 11. Diagrama de fuerzas y momentos del árbol de transmisión.....	52
Figura 3. 12. Puntos críticos E, F para cálculo a fatiga. ....	53
Figura 3. 13. Dimensiones de chaveta según DIN 6885A .....	58
Figura 3. 14. Dimensiones de la cuchilla .....	61
Figura 3. 15. Esquema del corte realizado al camote.....	61
Figura 3. 16. D.C.L. de la cuchilla.....	62
Figura 3. 17. Diagrama de momentos flectores y cortante de la cuchilla .....	63
Figura 3. 18. DCL del cordón de soldadura que une cubo y disco de corte .....	65
Figura 3. 19. Esquema de árbol de transmisión con los dos masas en voladizo.....	68
Figura 3. 20. Estructura metálica en isométrico y vistas principales. ....	70
Figura 3. 21. Esquema simplificado de estructura y fuerzas actuantes.....	71
Figura 3. 22. DCL del motor eléctrico y fuerzas actuantes sobre la estructura .....	71
Figura 3. 24. Diagrama del par producido por la fuerza F2 .....	72
Figura 3. 23. Diagrama del par producido por la fuerza F1 .....	72
Figura 3. 25. Diagrama de fuerzas sobre las patas del motor en el plano X-Z.....	73
Figura 3. 26. DCL del perfil I-J que soporta el motor en los puntos 1 y 3.....	73
Figura 3. 27. DCL del perfil K-L que soporta el motor en los puntos 2 y 4. ....	73
Figura 3. 28. DCL de perfil E-I-K-P .....	74
Figura 3. 29. DCL de perfil F-J-L-Q .....	75
Figura 3. 30. DFC y DMF del perfil F-J-L-Q .....	75
Figura 3. 31. DCL del perfil M-N.....	76
Figura 3. 32. DCL del perfil O-P-Q.....	77
Figura 3. 33. DFC y DMF del perfil O-P-Q .....	77
Figura 3. 34. Esquema del principio superposición aplicado al perfil F-J-L-Q .....	78
Figura 3. 35. Configuración de viga simplemente apoyada y sometida a la carga puntual "P". .	79
Figura 3. 36. DCL resuelto del perfil F-Q considerando sus extremos empotrados.....	80
Figura 3. 37. Detalle de las dimensiones del cordón de soldadura en la sección "Q".....	80
Figura 3. 38. Unión atornillada de cuchilla .....	81
Figura 3. 39. Diagrama fuerza-deformación de una unión atornillada.....	83
Figura 3. 40. Grafica Torque vs Velocidad angular del motor y de la carga .....	89
Figura 3. 41. Grafica de Torque vs Velocidad angular .....	90
Figura 3. 42. DCL y vista isométrica del dosificador.....	91

## LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Descripción	Unidad
$a$	Distancia entre centros	[mm]
$a_{nom}$	Longitud entre ejes corregida	[mm]
$b$	Ancho de la chaveta	[mm]
$C$	Capacidad de carga dinámica del rodamiento	[N]
$C_o$	Capacidad de carga estática del rodamiento	[N]
$C_1$	Factor de corrección por ángulo de contacto	
$C_2$	Factor de carga para selección de faja trapecial	
$C_C$	Coefficiente de confiabilidad	
$C_{carga}$	Coefficiente de carga para calculo de fatiga	
$C_p$	Constante de rigidez de las placas	[N.mm]
$C_S$	Coefficiente de superficie	
$C_t$	Coefficiente de tamaño	
$C_{temp}$	Coefficiente de temperatura	
$C_{tor}$	Constante de rigidez del tornillo	[N.mm]
$d$	Diámetro nominal de rosca del tornillo	[mm]
$d_0$	Diámetro resistente en la zona roscada	[mm]
$d_1$	Diámetro de la cabeza del tornillo	[mm]
$d_2$	Diámetro de paso	[mm]
$d_3$	Diámetro de raíz	[mm]
$d_{ag}$	Diámetro de agujero	[mm]
$d_{d1}$	Diámetro primitivo de la polea motriz	[mm]
$d_{d2}$	Diámetro primitivo de la polea conducida	[mm]
$E$	Modulo de elasticidad del material	[N/mm <sup>2</sup> ]
$F_{as}$	Fuerza de asentamiento	[N]
$F_{corte}$	Fuerza de corte del camote	[N]
$F_{res}$	Fuerza residual entre placas	[N]
$FM_{min}$	Fuerza de montaje mínima	[N]
$FM_{max}$	Fuerza de montaje máxima	[N]
$h$	Altura de la chaveta	[mm]
$i$	Relación de transmisión	
$I$	Momento de inercia	[mm <sup>4</sup> ]
$i_{y-y}$	Radio de giro sobre el eje y-y	[mm]
$J_{ce}$	Momento de inercia de masas giratorias reflejadas al eje del motor	[kg.m <sup>2</sup> ]
$J_{total}$	Momento de inercia total	[kg.m <sup>2</sup> ]
$L_{dth}$	Longitud de desarrollo teórico de la faja trapecial	[mm]
$L_{ef}$	Longitud efectiva de la chaveta	[mm]
$L_p$	Longitud entre placas	[mm]
$L_{st}$	Longitud estándar de la faja trapecial	[mm]
$L_{10h}$	Vida nominal básica en horas de un rodamiento	[h]
$M_{ajuste}$	Momento de ajuste durante el montaje	[N.m]
$M_{tM}$	Momento torsor de ajuste	[N.m]
$P_B$	Potencia teórica	[W]
$P_{carga}$	Potencia de carga	[W]
$P_N$	Potencia nominal por correa	[kW]
$P_{tor}$	Presión sobre los filetes del tornillo	[N/mm <sup>2</sup> ]

$S_1$	Fuerza en el ramal tenso	[N]
$S_2$	Fuerza en el ramal flojo	[N]
$T_{acel}$	Torque acelerante	[N.m]
$t_{at}$	Esfuerzo cortante paralelo al cordón y producido por torsión	[N/mm <sup>2</sup> ]
$T_{carga}$	Torque de carga	[N.m]
$t_d$	Tiempo de aceleración del motor	[s]
$TM_{carga}$	Torque medio de carga	[N.m]
$TM_{motor}$	Torque medio de motor	[N.m]
$t_{nc}$	Esfuerzo cortante por fuerza transversal al cordón	[N/mm <sup>2</sup> ]
$Y_1$	Deflexión del eje en el punto 1	[mm]
$Z$	Numero de correas	
$\alpha_A$	Coefficiente de ajuste	
$\alpha_K$	Factor geométrico de concentración de esfuerzos	
$\beta_K$	Factor efectivo de concentración de esfuerzos	
$\beta_W$	Factor que depende de material base para calculo de soldadura	
$\delta$	Deflexión	[mm]
$\delta^*$	Deflexión dividida entre la distancia entre apoyos	[mm/m]
$\delta_{as}$	Asentamiento	[ $\mu$ m]
$\varepsilon$	Angulo de filo de la cuchilla	[°]
$\xi$	Coefficiente de curvatura de la cuchilla	
$\phi$	Coefficiente de impacto	
$\sigma_{adm}$	Esfuerzo admisible	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_a$	Esfuerzo alternante real	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{alt}$	Esfuerzo limite a la fatiga alternante	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_B$	Esfuerzo máximo de resistencia a la tracción	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{eq}$	Esfuerzo equivalente	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_F$	Esfuerzo límite a la fluencia	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_f$	Esfuerzo normal debido a momento flector	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{fa}$	Esfuerzo normal por flexión alternante	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{fi}$	Esfuerzo normal por flexión inferior	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{fm}$	Esfuerzo normal por flexión medio	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\sigma_{fs}$	Esfuerzo normal por flexión superior	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\eta$	Factor de sensibilidad a la entalla	
$\tau_c$	Esfuerzo cortante debido a fuerza de corte	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\tau_t$	Esfuerzo cortante debido a momento torsor	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\mu$	Coefficiente de fricción entre dos materiales	
$\nu$	factor de carga estática para calculo de soldadura	
$\nu_2$	Factor de calidad de la unión	
$\omega_{carga}$	Velocidad angular de la carga	[rad/s]
$\omega_{crítico}$	Velocidad angular critica del sistema rotativo	[rad/s]
$Y_M$	Factor de seguridad para cordones soldadura en estructuras	
$\Lambda$	Grado de esbeltez	

## INTRODUCCIÓN

Actualmente el Perú está viviendo un boom gastronómico y ello lo confirma la sociedad peruana de gastronomía peruana (APEGA); indica que en Lima hay cerca de 30 mil restaurantes. Además, el sector de restaurantes alcanza el 3,7% de participación en el Producto Bruto Interno [1].

Entre los platos más populares y característicos del Perú se encuentra el chicharrón al palo, el cual es servido a lo largo y ancho de nuestro país; uno de los ingredientes del chicharrón es el camote y es precisamente el corte del camote el tema abordado en esta tesis.

Para la preparación del chicharrón al palo o criollo, se corta el camote en rebanadas, cuyo espesor varía de 4 a 6 mm de espesor.

En el mes de agosto de 2014 se realizó la consulta a tres chicharronerías sobre la forma de cómo se realiza el corte y los administradores indicaron que se realizaba de forma manual y que no contaban con una máquina que realice dicha tarea.

En la mayoría de nuestros hogares y restaurantes el corte del camote es una tarea que se realiza de forma manual y de hecho hay cierta desconfianza en algunos cocineros en creer que una máquina pueda ofrecer similar calidad de corte que la obtenida manualmente.

Diseñar una máquina para que realice el corte de un camote puede parecer innecesario, pero cuando se tiene que cortar grandes cantidades y realizada por una sola persona, la tarea resulta ser estresante y empeora aun con el hecho de que la fuerza de corte de este tubérculo es relativamente alta. A largo plazo, el hecho de realizar la misma tarea de corte manual rutinariamente puede conllevar al estrés, inflamación de las articulaciones y también existe el riesgo de cortarse los dedos. De seguro, muchos cocineros estarían agradecidos si una máquina pudiese realizar dicha tarea y así ellos se podrían dedicar a realizar otras tareas.

Existe en el mercado máquinas procesadoras de alimentos que sirven para realizar diferentes tipos de corte y que utilizan una serie de discos para cada corte. Sin embargo, no existe una máquina comercial en el Perú especializada en el corte de camotes, es por ello que surge la necesidad del presente tema de tesis.

En este trabajo se propone diseñar una máquina que cumpla la función de cortar camote en rebanadas de 5 mm de espesor, y que tenga la capacidad de procesar 450 kg de camote por hora. El corte realizado por la máquina debe ser tal que se aproxime al corte realizado manualmente. El camote ingresará a la máquina pelado; una persona colocará el camote en la máquina, luego la máquina debe realizar el corte, y por último las rebanadas serán descargadas.

Para alcanzar el objetivo principal, el cual es el diseño de la rebanadora, se han trazado los siguientes objetivos específicos:

- Cuantificar la fuerza de corte necesaria para el tipo de corte deseado.
- Decidir la secuencia de operaciones más adecuada a realizar en la máquina.
- Aplicar la metodología de diseño para el diseño mecánico.
- Determinar la potencia requerida por el proceso.
- Diseñar el sistema de corte.
- Aplicar la teoría de resistencia de materiales para los distintos componentes.
- Identificar los materiales adecuados para cada parte de la máquina.
- Reconocer las partes comerciales y las que necesariamente se tienen que fabricar.
- Realizar estimación de costos.

## CAPÍTULO I

### PARÁMETROS DE DISEÑO Y ESTADO DEL ARTE

#### 1.1 Características del camote.

De la variedad de camotes que hay en la costa del Perú, el camote amarillo es el que se usa en la preparación de chicharrones [2] y es el que se tratará en esta tesis.



Figura 1. 1. Camote amarillo [2]

Las características físicas del camote se muestran en la tabla 1.1.

Tabla 1. 1. Características físicas del camote

Masa por unidad [gr]	100 a 350
Forma	Alargada o redondeada
Dimensiones:	Pequeño: 100 x 60
Largo x ancho [mm]	Grande: 180 x 90
Peso específico [Kg/m <sup>3</sup> ]	1200

#### 1.2 Consideraciones teóricas para determinar la fuerza de corte

Un aspecto importante a considerar en el diseño de una cuchilla es que el filo de esta se mantenga afilado por el mayor tiempo posible; una consecuencia negativa cuando se pierde el filo es que la fuerza de corte incrementa. Según Geibler [13], existe 3 factores predominantes que afectan la fuerza de corte, ellos se describen a continuación:



- **Magnitud del radio en el filo de la cuchilla (r)**

En la figura 1.2 se muestra el detalle del filo de una cuchilla genérica. Cuando la cuchilla ha sido afilada, el radio del filo es cercano a cero, sin embargo, durante su uso se presentan esfuerzos de aplastamiento altos (debido a que el área de contacto es pequeña) que superan el esfuerzo de aplastamiento admisible del material, por consiguiente el filo que era totalmente agudo ahora se redondea. Este radio de filo está en el orden de las micrómetros.

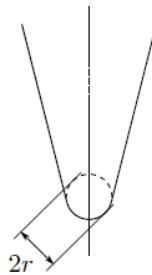


Figura 1. 2. Detalle del radio de filo de una cuchilla [13]

El investigador McCarthy [13] ha experimentado con sólidos blandos (carne animal), y determino que la fuerza de corte es directamente proporcional al radio del filo, es decir:  $F \propto r$ .

- **Magnitud del ángulo de filo de la cuchilla ( $\epsilon$ )**

En la figura 1.3 se muestra el detalle del ángulo de una cuchilla genérica. Se ha hallado experimentalmente la siguiente relación [13]:

$$F_{\text{corte}} \propto \tan \frac{\epsilon}{2}$$

De la relación anterior, se concluye que cuando el ángulo de filo es menor, se requiere menor fuerza para realizar el corte.

Por otro lado, el hecho de tener un ángulo de filo pequeño genera dos consecuencias negativas: primero, que se tiene menor área resistente; segundo, que el concentrador de esfuerzos en el filo de la cuchilla es mayor.

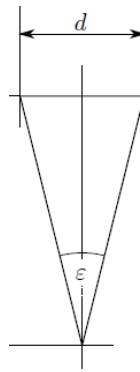


Figura 1. 3. Detalle del ángulo de filo de la cuchilla [13]

- **Curvatura de la cuchilla.**

La fuerza de corte también depende del coeficiente  $\xi$ , que se define como la relación entre la velocidad paralela al filo de la cuchilla y la velocidad perpendicular al filo de la cuchilla. Por ejemplo, en el corte ortogonal se tiene que la velocidad paralela al filo de la cuchilla es cero, por lo tanto  $\xi$  es cero.

Se ha encontrado experimentalmente que a mayor ratio  $\xi$  se requiere una menor fuerza de corte. En la figura 1.4 se muestra los resultados de la experimentación de Atkins [13].

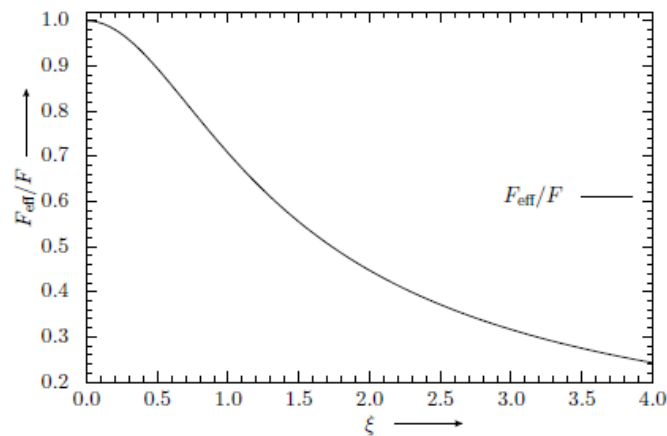


Figura 1. 4. Curva sobre el efecto de la curvatura de la cuchilla sobre la fuerza de corte [13]

### 1.3 Determinación de la fuerza de corte.

Se ha revisado la publicación de Elías Ledesma [3] sobre el modelado del corte de un tallo por una navaja, debido a que el tallo y el camote están conformados por materiales vegetales tienen un comportamiento similar cuando se realiza el corte. En la figura 1.5 se muestra las 3 etapas del corte [3]; en la primera etapa, la cuchilla comprime el tallo sin cortarlo; en la segunda, se inicia el corte y se sigue dando una ligera compresión; en la tercera, se realiza corte puro, de lo antes descrito se rescata que la fuerza aumenta progresivamente hasta un valor máximo que es el que se considera como dato de diseño.

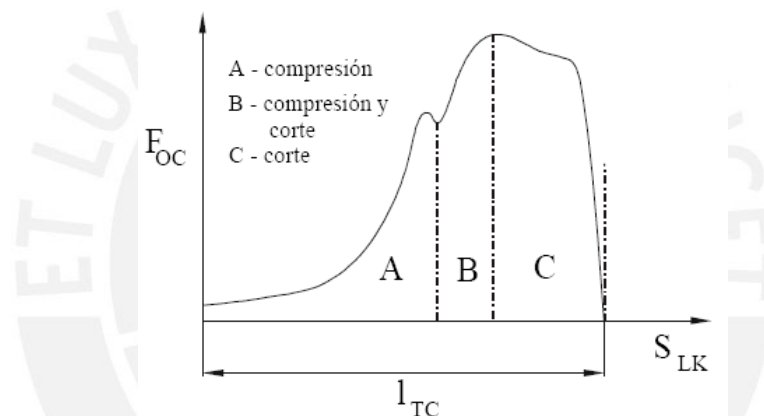


Figura 1. 5. Fuerza de corte versus desplazamiento de la navaja [3]

Por otro lado, la magnitud de la fuerza de corte es proporcional al ancho del material que está siendo cortado, por ello se introduce el parámetro de fuerza específica de corte, la cual teóricamente debería ser casi constante. Adicionalmente, se menciona que experimentalmente la fuerza de corte se puede hallar a velocidad muy baja, si se compara con su operación normal, ya que no es afectada significativamente por la velocidad.

Para determinar la fuerza de corte se realizó un ensayo en la máquina de tracción Zwick del laboratorio de materiales de la especialidad de ingeniería mecánica de la PUCP, la cual se configuró para que trabaje como ensayo de compresión.

Se tuvo que fabricar una cuchilla para que esta pueda ser montada sobre la máquina de medición, el espesor de la cuchilla usado fue de 2 mm y el ángulo de filo fue de  $18^\circ$ .

La máquina posee una celda de carga de capacidad nominal de 500 N y con ayuda del software propietario de la maquina Zwick se obtuvo la curva de la fuerza de corte versus desplazamiento de la cuchilla para diferentes velocidades de la cuchilla y diferentes diámetros del camote.

La fotografía de la cuchilla y del ensayo realizado se muestra en la figura 1.6 y 1.7 respectivamente.



Figura 1. 6. Cuchilla fabricada para el ensayo de corte



Figura 1. 7. Fotografía de ensayo de corte en máquina Zwick

En la figura 1.8 se muestra la gráfica de fuerza de corte versus desplazamiento de la cuchilla para la velocidad de corte de 15 mm/min y para un diámetro del camote de 60 mm, se observa que la fuerza aumenta progresivamente hasta alcanzar un valor

máximo que se ha denominado fuerza máxima y se alcanza aproximadamente al 30% de la carrera total de la cuchilla.

En la tabla 1.2 se muestra el resumen de las 6 pruebas que se realizaron, se confirmó que el aumento de la fuerza cuando se varió la velocidad de 15 a 100 mm/min no es significativa ya que aumentó de 130 a 136 N, ello en las pruebas N° 1 y 2. En el ensayo de corte como ya se mencionó se realizó solo 6 pruebas, para experimentaciones futuras se sugiere realizar al menos 10 repeticiones por cada prueba, ello por para asegurar la repetibilidad del valor de la fuerza de corte medida.

Las pruebas N° 2 y 6 se realizaron para la misma velocidad de 100 mm/min, pero para diferentes diámetros del producto, para el diámetro de 45 mm se tiene una fuerza máxima de 106 N, para el diámetro de 60 mm se tiene una fuerza máxima de 136 N; por lo tanto se comprueba que la fuerza es proporcional al ancho del producto a cortar.

Por otro lado, la prueba N° 3 se realizó con un camote fresco, es decir, con menos de 3 horas de haber sido pelado; se nota que la fuerza máxima en este caso fue de 120 N para un diámetro de 75 mm, por lo tanto le corresponde una fuerza específica de 1,6 N/mm; esta es menor si se compara con la fuerza específica de 2,4 N/mm que corresponde a productos secos. Los productos secos permanecieron pelados por 4 días, por lo antes descrito se tomará en cuenta como caso crítico el picado de producto secos.

Para el diseño se tendrá como prueba crítica la N° 5 por tener la mayor velocidad de corte ensayada, el mayor diámetro del producto y por haber sido ensayado con camotes secos; para esta prueba la fuerza máxima resultó ser de 200 N.

La máquina será capaz de procesar camotes en un rango de tamaños de 60 a 90 mm de diámetro y de 100 a 150 mm de largo. Por lo tanto, extrapolando para un diámetro de 90 mm, la fuerza de corte para el diseño es de **240 N**.

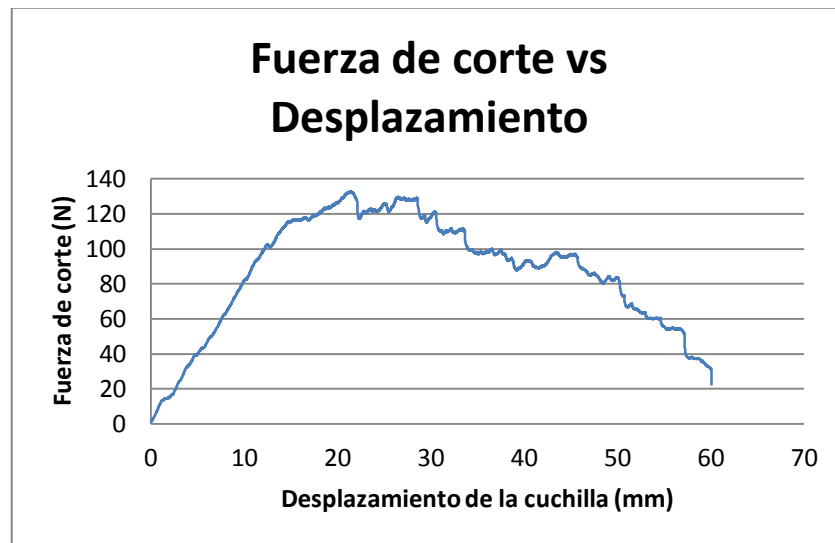


Figura 1. 8. Gráfica de la fuerza de corte [N] vs desplazamiento de la cuchilla [mm] para una velocidad de corte de 15 mm/min y diámetro de camote de 60 mm.

Tabla 1. 2. Resumen de resultados del ensayo de corte

Nº de prueba	Observación sobre el producto	VELOCIDAD (mm/min)	Diámetro del camote (mm)	Fuerza máxima (N)	Fuerza específica (N/mm)
PRUEBA 1	seco	15	60	130	2,17
PRUEBA 2	seco	100	60	136	2,27
PRUEBA 3	fresco	500	75	120	1,60
PRUEBA 4	seco	800	70	192	2,74
<b>PRUEBA 5</b>	<b>seco</b>	<b>1000</b>	<b>75</b>	<b>200</b>	<b>2,67</b>
PRUEBA 6	seco	100	45	106	2,36

#### 1.4 Descripción del corte del camote en tajadas

Para realizar el corte se realizan los siguientes pasos:

- Pelar el camote, es decir retirar la capa seca.
- Colocar el producto sobre una superficie plana para que tenga firmeza. Luego se sujeta en un extremo con la mano y se realiza cortes longitudinales. El espesor del corte es de 5 mm.

## 1.5 Estado de la tecnología

En la actualidad se tiene en el mercado internacional diferentes tipos de máquinas que cumplen la función de rebanar alimentos, a continuación se detalla algunas características de estas.

### 1.5.1 Corte manual con palanca

Este tipo de máquina utiliza una palanca mecánica para aumentar la fuerza ejercida manualmente. Además, posee una serie de cuchillas dispuestas en paralelo que en un solo ciclo puede rebanar vegetales, ella se muestra en la figura 1.9.

Las principales ventajas son: su bajo costo de aproximadamente 200 dolares y tiene un tamaño reducido. La desventaja es que al momento de realizar el corte del producto, este puede quedarse atascado debido a que las cuchillas tienen un espesor considerable; por lo tanto, el producto es comprimido y por el principio de acción y reacción ejercerá presión sobre las superficies laterales de las cuchillas, ello genera fuerza de fricción que se adiciona a la fuerza de corte.

Otra desventaja es que al poseer varias cuchillas se dificulta la tarea de afilarlas y/o cambiarlas.



Figura 1. 9. Rebanadora manual con palanca [4]

### 1.5.2 Procesadores de alimentos

En el mercado hay una variedad de marcas de procesadores de alimentos accionados por un motor eléctrico, como el de la figura 1.10, en la cual se usa un disco que lleva montado cuchillas. Para su funcionamiento solo basta introducir el vegetal en un ducto generalmente vertical y presionarlo con un pisador por la parte superior. Entre sus desventajas se tiene que están diseñadas para cortar vegetales y no para tubérculos de considerable rigidez como el camote.



Figura 1. 10. Procesador de alimentos comercial [5]

### 1.5.3 Centrifuga

En este caso el producto a picar ingresa en el interior de un rotor, el cual guía al producto para que este se encuentre contra una cuchilla, la cual está fijada a una parte de la carcasa de la máquina. La desventaja es que no se tiene control sobre la dirección del corte, es decir, si el producto es alargado se puede obtener tajadas muy largas. Otro aspecto es que se necesita velocidades de giro relativamente altas para que la fuerza centrífuga sea suficiente para empujar radialmente al producto. La cortadora se muestra en la figura 1.11.



Figura 1. 11. Máquina cortadora centrifuga [6]

### 1.5.4 Cortadora con banda transportadora

Este tipo de cortadora es usada para grandes capacidades de producción, puede llegar a producir 2000 kg/h. La calidad del corte es muy buena, ya que el producto es guiado hasta la zona de corte por medio de dos bandas transportadoras que cumplen la función de transportar y a la vez sujetar el producto.



La desventaja es su elevado precio de aproximadamente 30 000 dolares. Se puede regular la velocidad de las cuchillas y de las fajas, además cuenta con un PLC y 2 variadores de frecuencia, en la figura 1.12 se muestra la máquina modelo GS10 de la empresa alemana Kronen, la cual es uno de los modelos más vendidos alrededor del mundo. En la figura 1.13 se muestra el detalle de la sujeción del producto durante el corte.



Figura 1. 12. Cortadora con banda GS10 [7]



Figura 1. 13. Cortadora GS 10- Zona de corte [7]

## 1.6 Lista de requerimientos

El primer paso para empezar con el diseño es definir los requerimientos que debe cumplir la máquina, y según la prioridad de estos, los prioritarios se definen como exigencias y los menos prioritarios como deseos.

La lista mostrada en la tabla 1.3 indica las exigencias y deseos que se requieren en el diseño de la máquina, esta lista fija la base sobre la cual se determinará el concepto de solución óptimo y toma en cuenta aspectos limitantes como costo de fabricación, tamaño, suministro de energía, entre otros.

Tabla 1. 3. Lista de requerimientos.

LISTA DE REQUERIMIENTOS			Pág. 1 de 2 *
			Edición: Rev.3.
Proyecto:		DISEÑO DE MÁQUINA REBANADORA DE CAMOTE CON UNA DE CAPACIDAD DE 450 kg/h	Fecha: 25/09/14 Revisado: B.B.G.
Cliente		Pontificia Universidad Católica del Perú	Elaborado: C.A.Q.
Fecha: (Cambios)	Deseo o Exigencia	Descripción	Responsable
28/08/2013	E	<b>Función Principal:</b> Cortar camote en tajadas (espesor de 5 mm), y que tenga la capacidad de procesar 450 kg por hora.	C.A.Q.
15/10/2013	E	<b>Materia Prima:</b> La materia prima es el camote que ingresará a la máquina pelado y lavado (libre de sólidos que puedan dañar las cuchillas). Rango de tamaños: de 6 a 9 cm de diámetro y de 10 a 15 cm de largo.	C.A.Q.
24/11/2014	E	<b>Fuerza:</b> La fuerza de corte debe ser la necesaria para asegurar un buen corte, y su valor se cuantificará mediante ensayo experimental.	C.A.Q.
15/10/2013	E	<b>Seguridad:</b> La máquina debe contar con enclavamientos eléctricos y guardas que protejan la integridad física del usuario.	C.A.Q.
28/08/2014	E	<b>Costos:</b> El costo total del prototipo estimado no debe superar los 3 500 nuevos soles.	C.A.Q.
15/10/2013	E	<b>Señales:</b> Contar con lámparas indicadoras de máquina en marcha y máquina parada.	C.A.Q.
15/10/2013	E	<b>Fabricación:</b> La máquina debe ser diseñada para que pueda fabricarse en cualquier taller de fabricación con piezas disponibles en el mercado local. Las piezas que estén en contacto con el producto deben ser de acero inoxidable, plásticos o materiales que no contaminen al camote.	C.A.Q.
15/10/2013	E	<b>Montaje:</b> La máquina debe poseer la característica de poder ser ensamblada de manera rápida y segura.	C.A.Q.

LISTA DE REQUERIMIENTOS			Pág. 2 de 2 *
			Edición: Rev.1.
Proyecto:		DISEÑO DE MÁQUINA REBANADORA DE CAMOTE CON UNA DE CAPACIDAD DE 450 kg/h	Fecha: 14/10/13 Revisado: B.B.G.
Cliente		Pontificia Universidad Católica del Perú	Elaborado: C.A.Q.
Fecha: (Cambios)	Deseo o Exigencia	Descripción	Responsable
28/08/2014	E	<b>Energía:</b> El suministro de energía eléctrica es monofásico y de 220 Volts.	C.A.Q.
15/10/2013	D	<b>Tamaño:</b> Las dimensiones máximas de la máquina son: 100x100x100 cm.	C.A.Q.
15/10/2013	E	<b>Mantenimiento:</b> Se priorizara fácil acceso a las partes que se desgastan (cuchillas) para que así sean cambiadas rápidamente.	C.A.Q.
15/10/2013	E	<b>Limpieza:</b> Luego de su uso, la limpieza debe ser una tarea fácil y rápida.	C.A.Q.
28/08/2014	E	<b>Fecha de entrega:</b> El proyecto culmina el 04 de diciembre de 2014	C.A.Q.
15/10/2013	D	<b>Automatización:</b> Que la única tarea del usuario sea colocar el camote pelado en una zona de la máquina y luego retire el producto rebanado en un recipiente.	C.A.Q.

## CAPÍTULO 2

### METODOLOGÍA DE DISEÑO

En este capítulo se desarrollará la metodología de diseño mecánico basada en la norma VDI 2225. En la primera parte se presenta la estructura de funciones que debe cumplir la máquina, para luego obtener la matriz morfológica de Zwicky. Posteriormente se obtendrá un concepto de solución óptimo, y por último el proyecto óptimo, el cual será la base para desarrollar los cálculos de detalle del capítulo 3.

En la segunda parte de este capítulo se realizará cálculos generales de capacidad, potencia y de transmisión mecánica.

#### 2.1 Estructura de Funciones

La función general de la rebanadora de camote se puede representar por una caja negra, la cual se muestra en la figura 2.1.

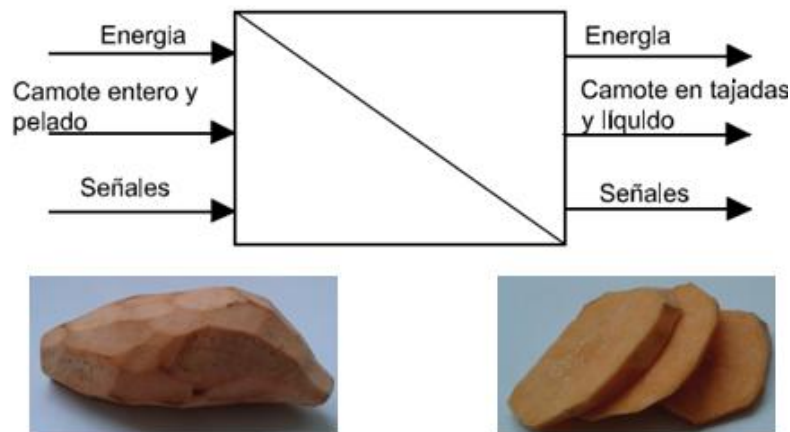


Figura 2. 1. Caja negra

La materia prima en este caso el camote ingresará entero y pelado, además se tiene ciertas señales de comando o de entrada, energía eléctrica; luego de pasar por las operaciones dentro de la máquina, finalmente, se obtendrá tajadas y una cantidad de líquido producido por el corte, el cual luego de la operación deberá ser limpiado por un operador en forma manual y una cantidad se depositará en el recipiente de descarga del producto ya cortado.

## DESCRIPCIÓN DE LAS FUNCIONES

- **Almacenar:**

Consiste en tener una zona donde el camote es almacenado por un tiempo antes de ser dosificado.

- **Dosificación :**

Consiste en trasladar la materia prima hacia la zona de corte.

- **Sujetar:**

Consiste en que un mecanismo debe presionar una parte del camote para darle estabilidad.

- **Cortar:**

Consiste en ejecutar el corte del producto.

- **Avanzar transversalmente:**

Luego del primer corte, un mecanismo de avance moverá la posición de la cuchilla o la posición del camote transversalmente una distancia equivalente al espesor del corte requerido.

- **Descargar:**

El producto será descargado de la máquina y depositado en algún recipiente.

- **Accionamiento:**

En este caso el accionamiento recibe energía eléctrica y la convierte en energía mecánica.

- **Recibir potencia y transmitirla:**

Consiste en recibir la energía mecánica proveniente del accionamiento antes mencionado y transmitirla hacia los mecanismos de corte.

Luego de haber descrito las funciones que debe realizar la máquina, ellas se agrupan en una estructura de funciones, la cual se muestra en la figura 2.2.

## 2.2 Matriz Morfológica

Luego de obtener la estructura de funciones, a cada función se le ha asignado diferentes principios físicos que satisfagan dichas funciones y como resultado se obtiene la matriz morfológica, la cual se muestra en la figura 2.3.



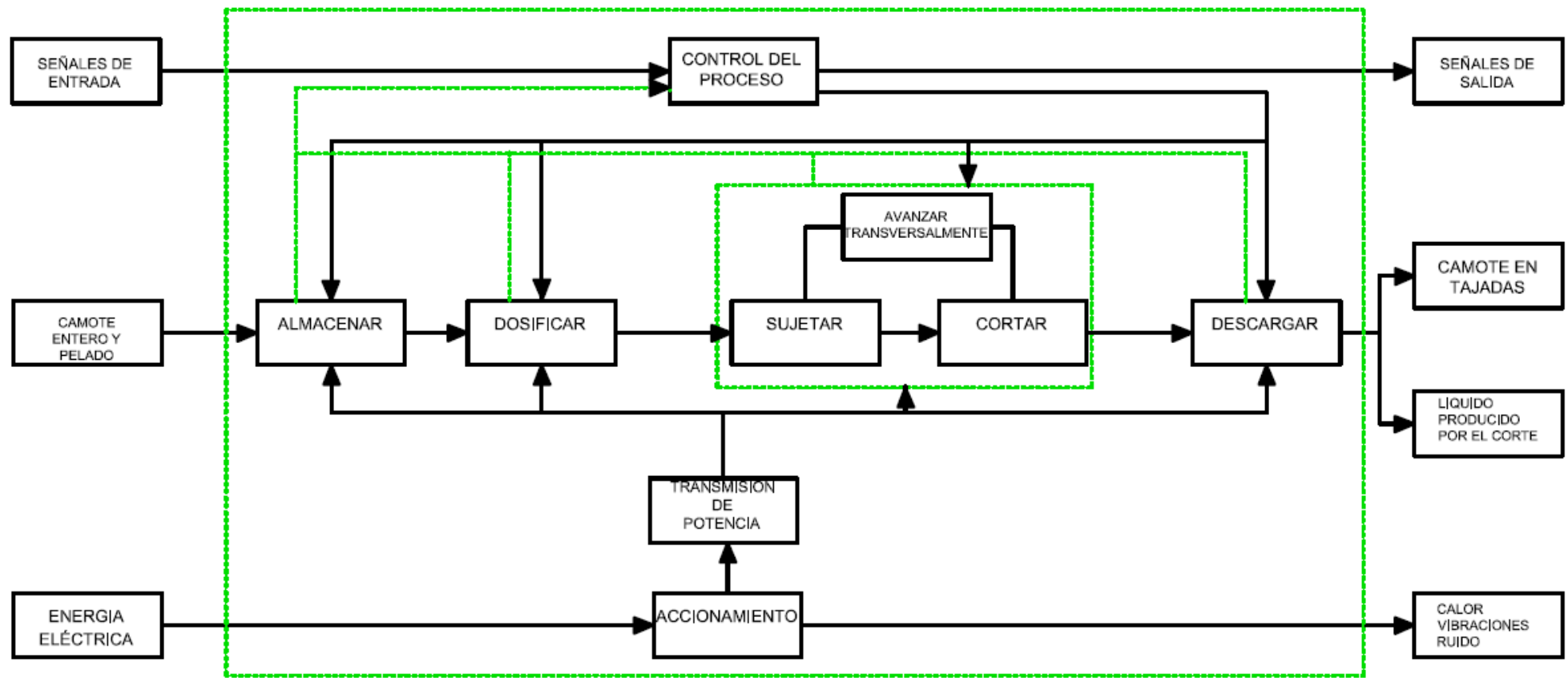


Figura 2. 2. Estructura de funciones.

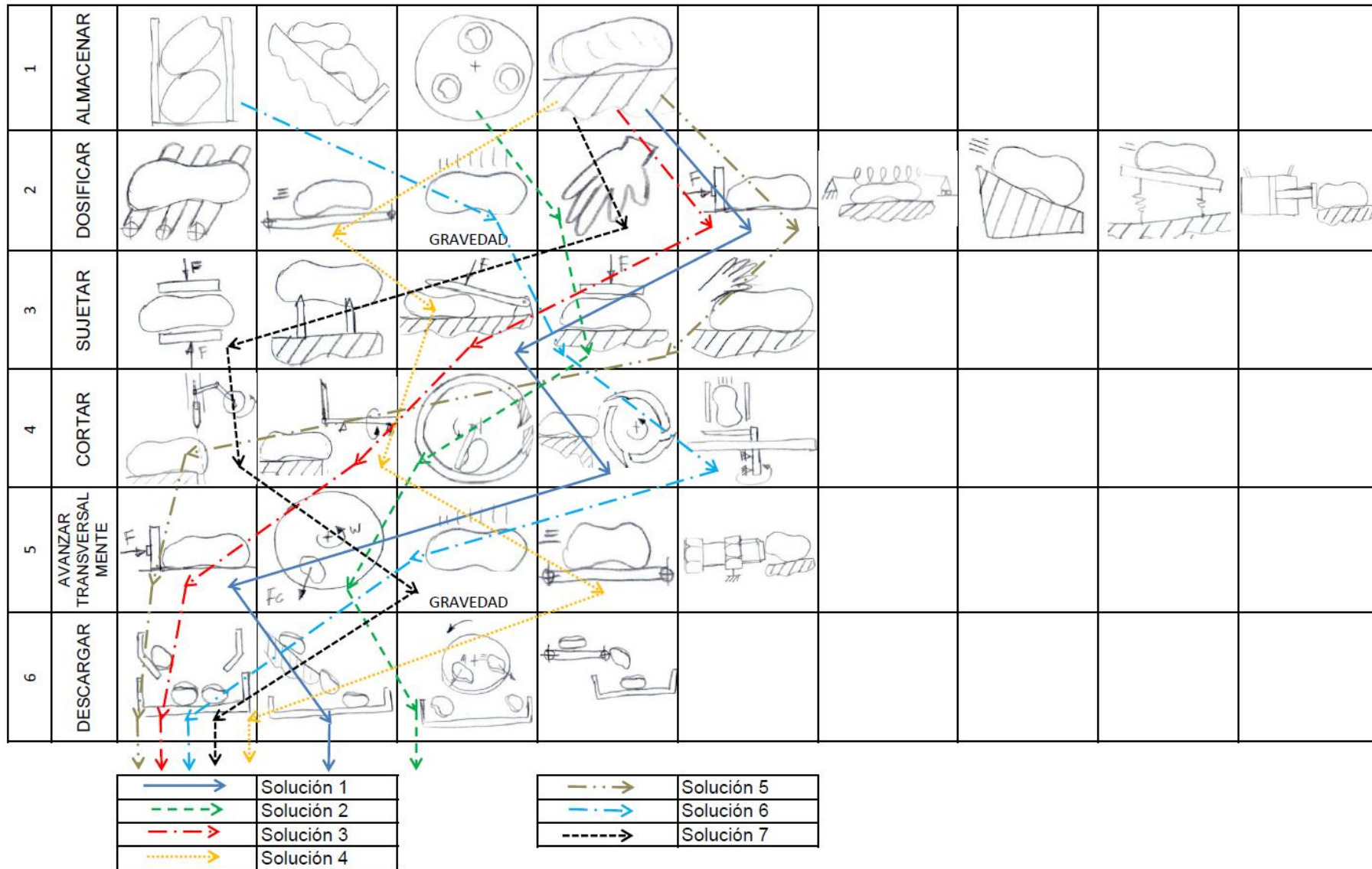


Figura 2. 3. Matriz morfológica de Zwicky



### 2.3 Conceptos de solución

En base a la matriz morfológica, se han identificado 7 conceptos de solución, los cuales se detallan a continuación, cada concepto resulta de la unión de varios principios físicos mediante flechas del mismo color y forma.

#### CONCEPTO DE SOLUCIÓN 1

El camote es dosificado por medio de un empujador, el cual es accionado manualmente; el camote es sujetado por medio de una superficie inclinada y articulada en uno de sus extremos. En la zona de corte se tiene una serie de cuchillas dispuestas circunferencialmente sobre un rotor, las tajadas son descargadas desde el interior del rotor hacia afuera y caen a un recipiente por resbalamiento debido a la inclinación del interior del rotor.

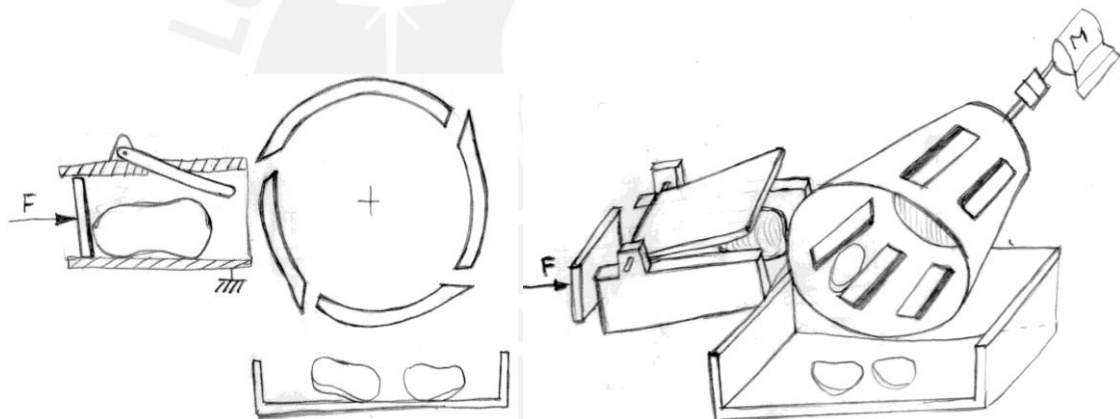


Figura 2. 4. Concepto de solución 1

#### CONCEPTO DE SOLUCIÓN 2

El camote es almacenado dentro de una cavidad de forma cilíndrica, dicha cavidad tiene paletas dispuestas radialmente que cumplen la función de dosificación y avance transversal del producto. Cuando el motor eléctrico enciende hace que el producto gire solidario a las paletas e impacte sobre una cuchilla fija que se encuentra montada sobre la carcasa. Además, en la parte superior se tiene un disco que se usa para sujetar al producto.

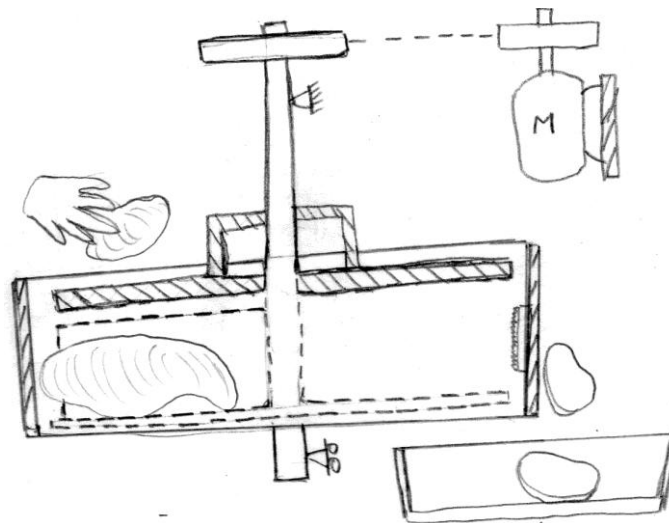


Figura 2. 5. Concepto de solución 2

### CONCEPTO DE SOLUCIÓN 3

El camote es dosificado por un empujador y sujetado por una superficie; durante el funcionamiento de la máquina, el operador es el encargado de posicionar el camote en la zona de almacenaje y lo hace a manera de batch, es decir, unidad por unidad.

El corte se realiza por medio de una cuchilla que está montada solidariamente a un disco de corte y este sobre un árbol de transmisión. El producto cortado se descarga por gravedad.

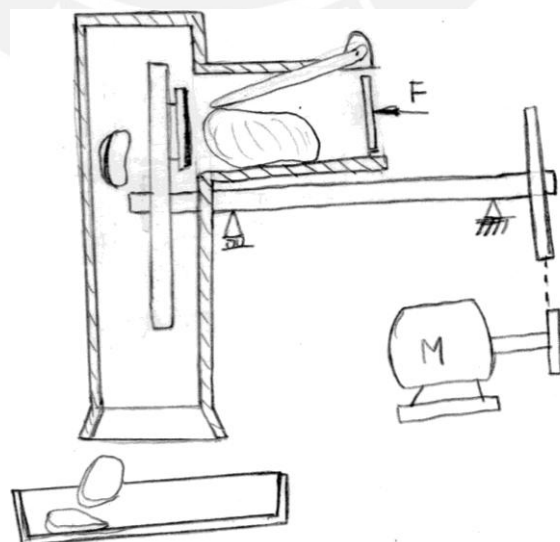


Figura 2. 6. Concepto de solución 3

#### CONCEPTO DE SOLUCIÓN 4

El camote es dosificado por una banda transportadora y la sujeción se realiza por medio de una segunda banda montada en la parte superior, esta última, está articulada en uno de sus extremos y también ayuda a la dosificación. El corte se realiza por medio de una cuchilla que está montada solidariamente a un disco de corte, y este último sobre un árbol de transmisión.

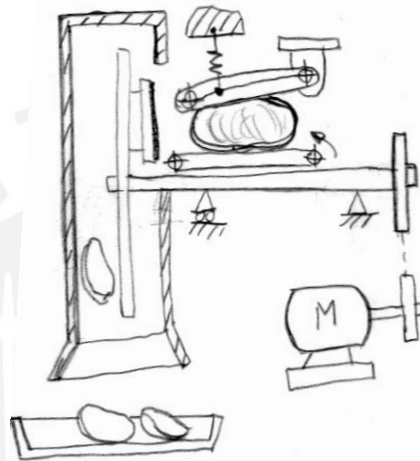


Figura 2. 7. Concepto de solución 4

#### CONCEPTO DE SOLUCIÓN 5

El camote es dosificado por un empujador manual y sujetado por medio de una superficie inclinada, la cual está articulada en uno de sus extremos. El corte se realiza por medio del mecanismo biela-manivela, así, la cuchilla se traslada verticalmente con una carrera equivalente al tamaño del camote.

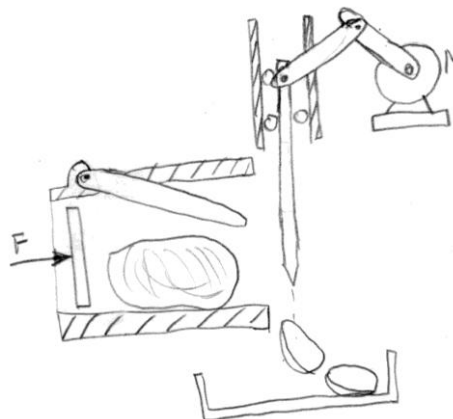


Figura 2. 8. Concepto de solución 5

### CONCEPTO DE SOLUCIÓN 6

El camote es almacenado sobre un ducto dispuesto verticalmente, en la parte superior se tiene un pisador que por acción de su propio peso cumple la función de avance transversal del producto y dosificación. El corte se realiza por medio del uso de una cuchilla montada sobre un disco de corte, y este montado sobre un árbol de transmisión.

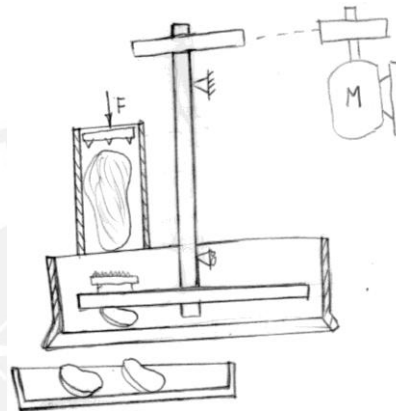


Figura 2. 9. Concepto de solución 6

### CONCEPTO DE SOLUCIÓN 7

El camote es colocado manualmente sobre una cavidad, donde se tiene una superficie que es empujada por 2 resortes, esta superficie se usa para sujetar al producto. Por la parte superior se tiene un pisador que es accionado manualmente. El corte se realiza por medio del mecanismo biela-manivela, en este caso, la cuchilla es montada horizontalmente y paralela a la superficie del suelo.

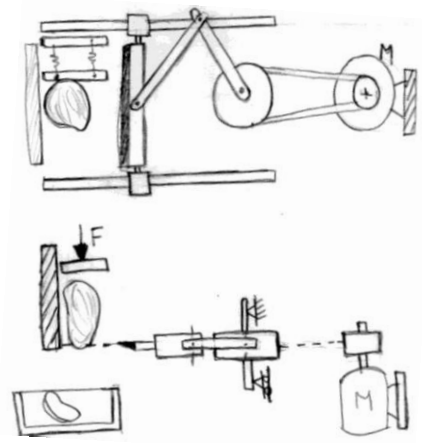


Figura 2. 10. Concepto de solución 7

### Evaluación técnico económica de los conceptos de solución

Los conceptos de solución se sometieron a una evaluación técnico-económica según los criterios mostrados en la tabla 2.1.

Tabla 2. 1. Evaluación técnico-económica de los conceptos de solución.

No.	Criterios Técnicos y Económicos	peso (g)	Soluciones													
			1		2		3		4		5		6		7	
			P	pg	p	pg	p	pg	p	pg	p	pg	p	pg	p	pg
1	Costo de tecnología	6	2	12	2	12	2	12	0	0	2	12	2	12	2	12
2	Costo de operación	2	2	4	1	2	2	4	3	6	2	4	2	4	1	2
3	Seguridad	3	2	6	2	6	2	6	3	9	2	6	2	6	2	6
4	Corte similar al corte manual	4	1	4	1	4	3	12	3	12	3	12	3	12	3	12
5	Grado del maltrato del camote	4	2	8	2	8	2	8	3	12	2	8	2	8	2	8
6	Fácil Mantenimiento	3	2	6	2	6	2	6	1	3	2	6	2	6	1	3
7	Fácil limpieza	4	2	8	1	4	2	8	1	4	2	8	2	8	2	8
8	Tamaño reducido	5	2	10	2	10	2	10	1	5	1	5	2	10	1	5
10	Fácil cambio de cuchillas	4	1	4	2	8	3	12	3	12	2	8	1	4	2	8
	Suma total			62		60		78		63		69		70		64

El puntaje de cada criterio se dio en base a la tabla 2.2.

Tabla 2. 2. Puntaje de evaluación de los conceptos de solución según VDI 2225

Descripción	Puntaje
No aceptable	0
Poco satisfactorio	1
Suficiente	2
Bien	3
Ideal	4

Luego de realizar la evaluación técnica y económica de los 7 conceptos de solución, resultó como concepto óptimo el número “3”, el cual es mostrado en la figura 2.6.

## 2.4 Proyecto preliminar

Se realizó 3 proyectos preliminares para el concepto óptimo obtenido, los cuales se muestran a continuación, se lista algunas características de cada proyecto preliminar.

Proyecto preliminar 1:

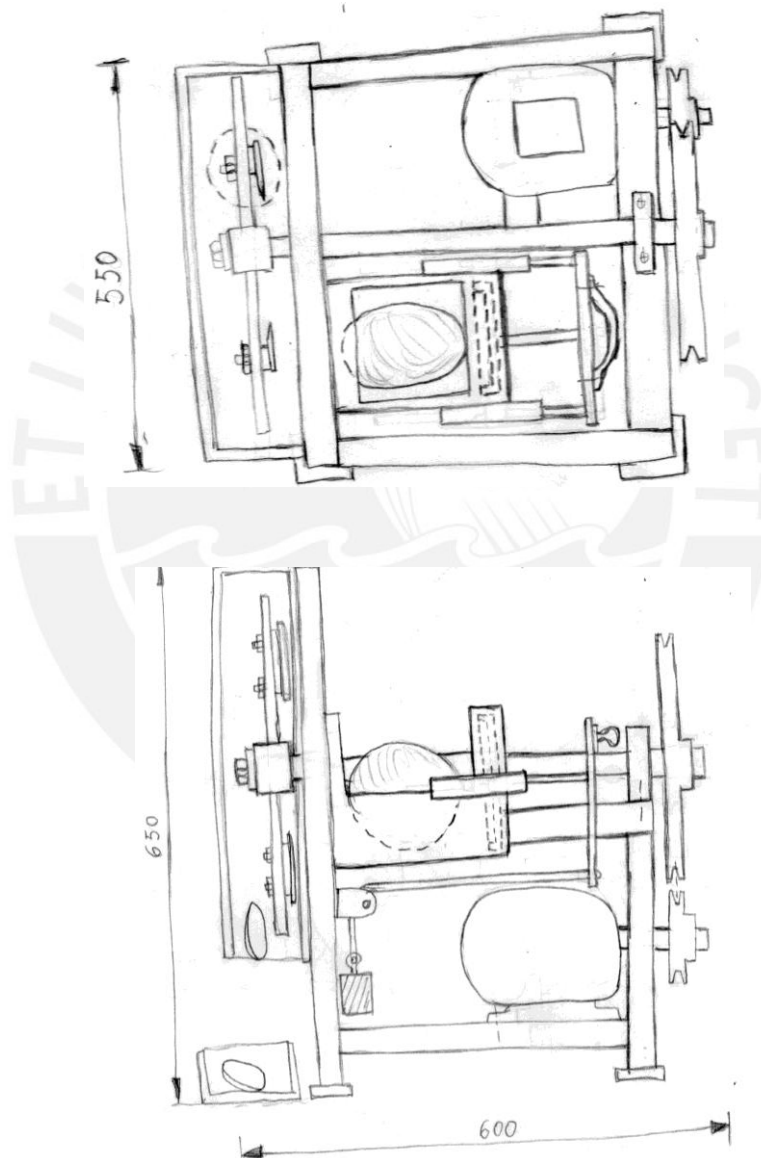


Figura 2. 11. Proyecto preliminar 1. Vista superior y frontal

- Para reducir la velocidad se usa un par de poleas con relación de transmisión alto.
- La transmisión de potencia entre el motor y el árbol es por faja trapecial.
- Las cuchillas son rectangulares.
- El dosificador es montado horizontalmente y el empujador es accionado de forma semi-automática, ya que cuenta con sistema de peso suspendido y polea.

Proyecto preliminar 2:

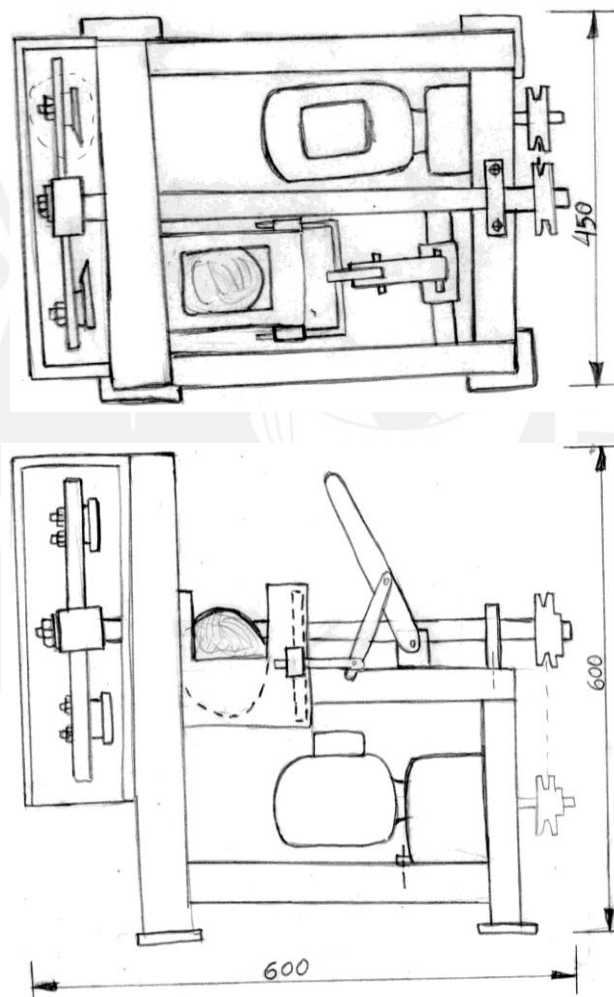


Figura 2. 12. Proyecto preliminar 2. Vista superior y frontal

- Para reducir la velocidad se usa un motorreductor.
- La transmisión de potencia entre el motorreductor y árbol es por faja trapecial.
- Las cuchillas tienen curvatura en el lado donde se encuentra el filo.
- El dosificador es montado horizontalmente y el empujador es accionado manualmente por mecanismo de palanca.

Proyecto preliminar 3:

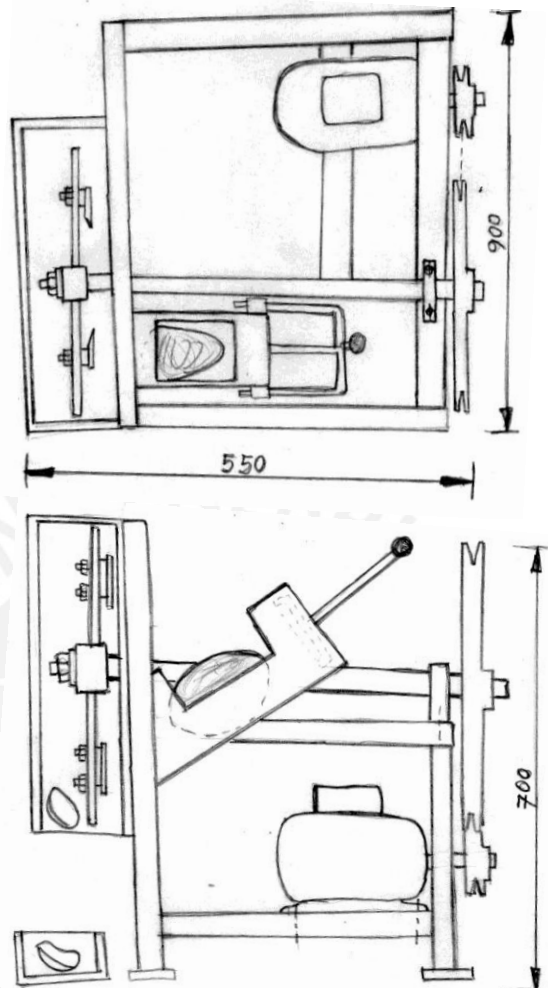


Figura 2. 13. Proyecto preliminar 3. Vista superior y frontal

- Para reducir la velocidad se usa un par de poleas con relación de transmisión alto.
- La transmisión de potencia entre el motor y el árbol es por faja trapecial. Las cuchillas usadas son rectangulares.
- El dosificador es montado de forma inclinada y el empujador es accionado manualmente.

Se procedió a realizar la evaluación técnica y económica de los 3 proyectos preliminares según los criterios mostrados en las tablas 2.3 y 2.4 respectivamente. En la figura 2.14 se muestra la evaluación técnica versus económica de los 3 proyectos, y el proyecto se acerca más a la recta ideal es el proyecto preliminar 1, el cual se muestra en la figura 2.11, por lo tanto este último es el proyecto óptimo.



Tabla 2. 3. Evaluación técnica de los proyectos preliminares

DISEÑO MECÁNICO - EVALUACIÓN DE PROYECTOS PRELIMINARES												
VALOR TÉCNICO ( $X_i$ )												
Proyecto: Máquina rebanadora de camote												
p: puntaje de 0 a 4 ( Escala de valores según VDI 2225)												
0 = No satisface, 1 = Aceptable a las justas, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4 = Muy bien (ideal)												
g: peso ponderado en función de la importancia de los criterios de evaluación (de 1 a 5)												
Variantes de Proyectos			Solución 1			Solución 2			Solución 3		Solución ideal	
Nr.	Criterios	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp		
1	Función	3	3	9	3	9	3	9	4	12		
2	Diseño	4	3	12	2	8	3	12	4	16		
3	Seguridad	4	3	12	3	12	2	8	4	16		
4	Ergonomía	2	2	4	2	4	2	4	4	8		
5	Fabricación	4	3	12	2	8	3	12	4	16		
6	Montaje	3	3	9	3	9	3	9	4	12		
7	Tamaño	5	2	10	3	15	2	10	4	20		
8	Automatización	4	3	12	2	8	2	8	4	16		
Puntaje Máximo		29	22	80	20	73	20	72	32	116		
Valor técnico $X_i$			0,92			0,83			0,83		1,00	

Tabla 2. 4. Evaluación económica de los proyectos preliminares

DISEÑO MECÁNICO - EVALUACIÓN DE PROYECTOS PRELIMINARES												
VALOR ECONÓMICO ( $y_i$ )												
Proyecto: Máquina rebanadora de camote												
p: puntaje de 0 a 4 ( Escala de valores según VDI 2225)												
0 = No satisface, 1 = Aceptable a las justas, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4 = Muy bien (ideal)												
g: peso ponderado en función de la importancia de los criterios de evaluación (de 1 a 5)												
Variantes de Proyectos			Solución 1			Solución 2			Solución 3		Solución ideal	
Nr.	Criterios	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp		
1	Reductor	5	3	15	1	5	3	15	4	20		
2	Ejes	5	3	15	3	15	3	15	4	20		
3	Carcasa	4	2	8	2	8	2	8	4	16		
4	Accesorios	3	2	6	2	6	2	6	4	12		
5	Mantenimiento	4	3	12	2	8	3	12	4	16		
6	Apoyos	3	3	9	2	6	3	9	4	12		
7	Material	5	3	15	3	15	3	15	4	20		
8	Fabricación	5	3	15	2	10	3	15	4	20		
Puntaje Máximo		34	22	95	17	73	22	95	32	136		
Valor económico $y_i$			0,92			0,71			0,92		1,00	

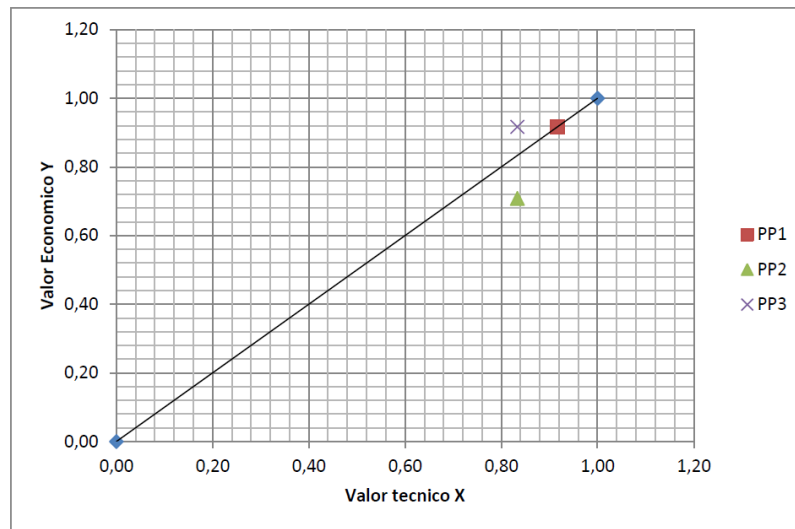
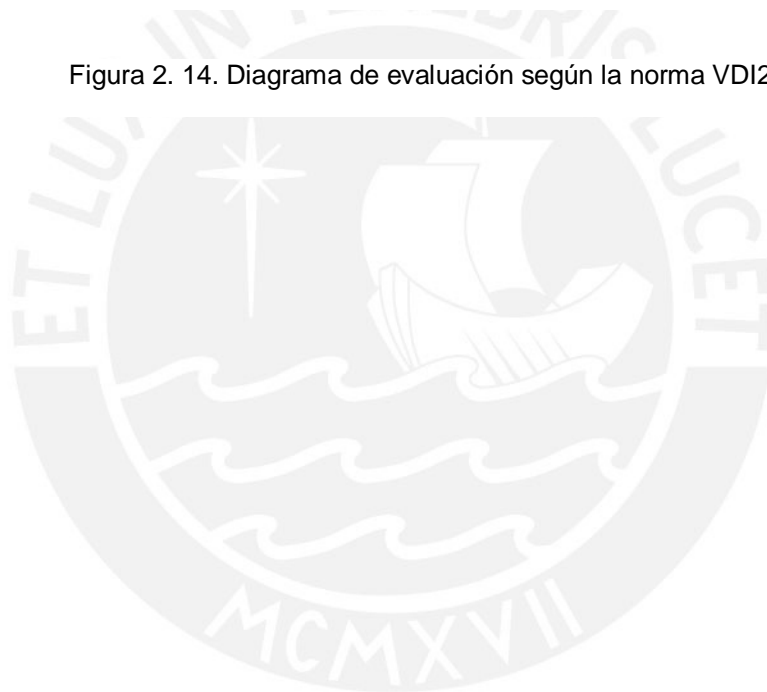


Figura 2. 14. Diagrama de evaluación según la norma VDI2225.



## 2.5 Descripción de operación de la máquina

En la figura 2.15 se muestra el ensamble de la máquina. Los pasos para la operación son:

- Primero, cerrar la tapa protectora del sistema de corte, luego presionar pulsador de marcha para arrancar el motor. Si la tapa de protección no ha sido cerrada, el motor no arrancará, ya que el sistema cuenta con un enclavamiento eléctrico a través de un final de carrera.
- El operador jalará la manija para que el pisador retroceda, luego colocara el camote en la cavidad cilíndrica.
- El camote es dosificado con una fuerza aproximadamente constante, gracias a la fuerza ejercida por el sistema polea y peso suspendido (contrapeso).
- Se realiza el corte y se repite el ciclo.

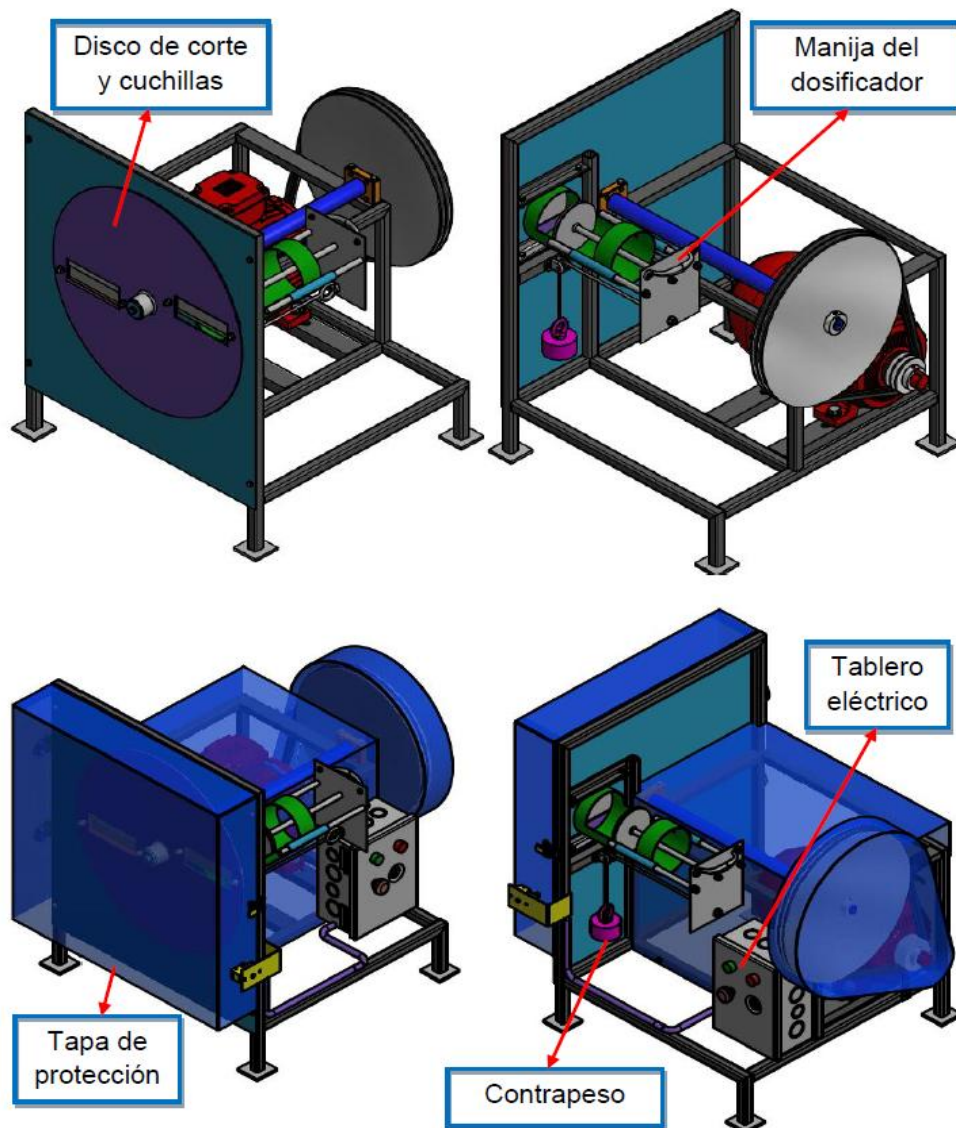


Figura 2. 15. Ensamble de la rebanadora de camotes en vista isométrica, con y sin guardas

## 2.6 Limpieza de la máquina

Ya que se trata de una máquina que procesa alimentos es indispensable realizar limpieza de las partes que están en contacto directo con el producto, entre ellas: el disco de corte, tapa seguridad, tapa separadora y dosificador, estas señaladas en la figura 2.16. Respecto a la limpieza del disco de corte, se ha diseñado el disco de tal forma que sea desmontado rápidamente y sea llevado a otro ambiente donde debe ser lavado, luego para el montaje del disco se usa una tapa y tuerca de fijación axial.

Posterior al desmontaje del disco de corte, se podrá limpiar la placa separadora y la tapa de seguridad con un paño húmedo y/o con agua a presión.

Para la limpieza del dosificador se podrá limpiar con un paño húmedo y si se requiere una limpieza más exigente se puede desmontar el dosificador ya que está unido a la estructura mediante uniones atornilladas.

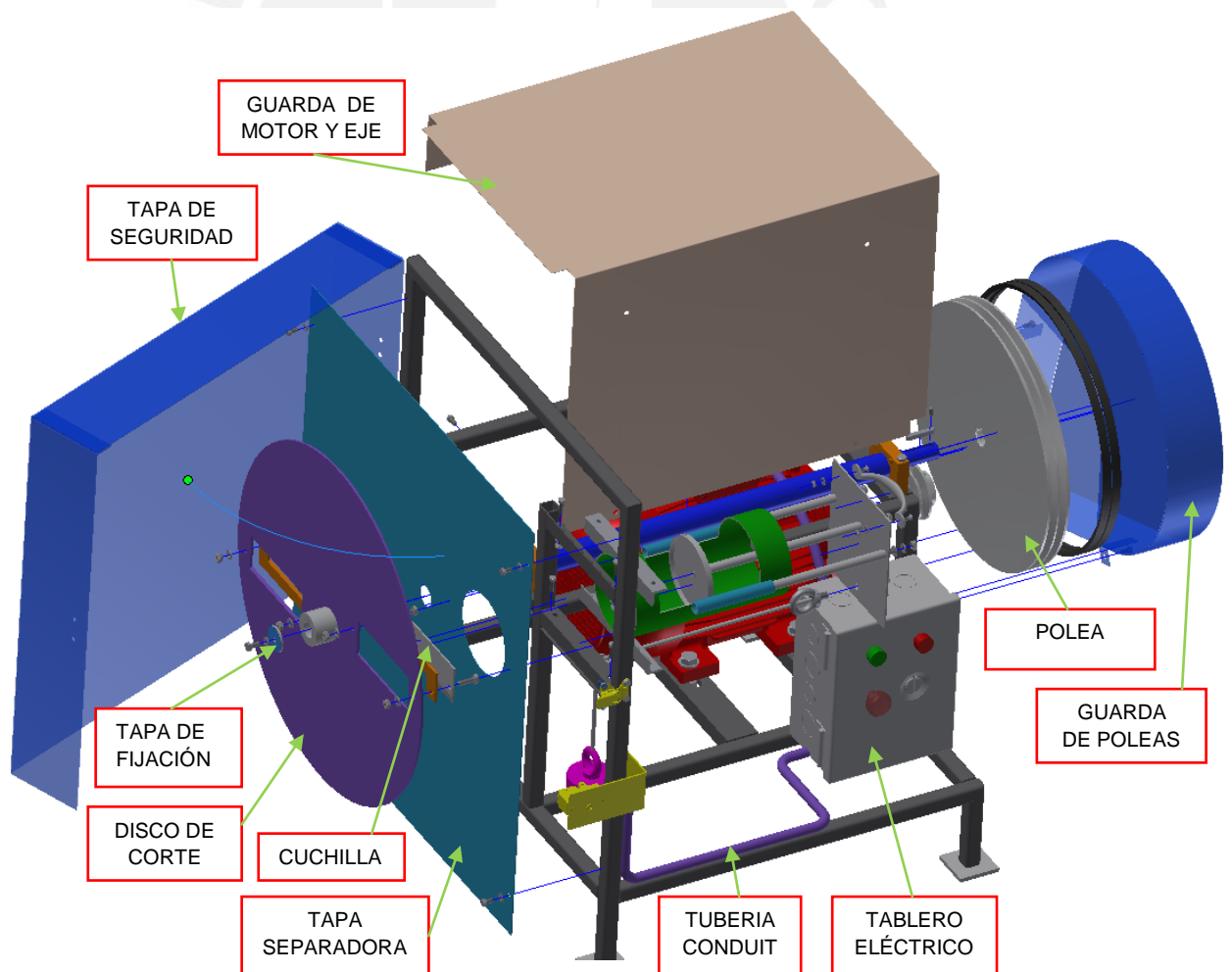


Figura 2. 16. Vista 3D de explosión de la máquina

## 2.7 Mantenimiento

Una de las tareas básicas es el mantenimiento del motor; en ocasiones se necesario cambiar los rodamientos del motor, para ello se requiere desmontar el motor de su posición. A continuación se describe el procedimiento; primero, asegurarse que la máquina este des-energizada eléctricamente; segundo, desajustar los pernos de sujeción del motor; tercero, desajustar los prisioneros que sujetan a las poleas y desmontarlas axialmente, luego de retirar las fajas trapeciales se podrá desmontar el motor.

Posterior al montaje del motor se debe tensar las fajas, para ello se ha realizado agujeros chinos en los canales en U que soportan al motor, para que el deslizamiento del motor sirva para el tensado de las fajas.

Lógicamente, luego de algunas horas de operación, las cuchillas sufrirán desgaste y deberán ser afiladas; para que la operación de afilado sea más segura y rápida se ha contemplado que las cuchillas sean desmontables.

## 2.8 Aislamiento eléctrico

Es importante mencionar que durante la limpieza de las partes de la máquina se utiliza agua, ello conlleva a que exista el riesgo de que esta haga contacto con partes eléctricas como son: el motor y el tablero eléctrico; por ello se ha tomado la precaución de colocar una guarda metálica que cubre al arbol de transmisión y al motor. Asimismo, se especifica que el tablero eléctrico debe tener grado de protección IP65; adicionalmente, se sugiere que durante la limpieza con agua a presión se cubra al motor y al tablero con cubiertas plásticas.

Respecto al aislamiento de los conductores eléctricos se ha utilizado tubería flexible conduit de ½ pulgada, ello para proteger a los cables que alimentan al motor eléctrico y al límite de carrera de puerta cerrada, en los extremos de las tuberías flexibles se debe instalar conectores rectos conduit de ½ pulgada. Por medidas de precaución la tierra eléctrica del motor y del tablero eléctrico debe estar unida a la estructura metálica de la máquina, y a la vez unida a la tierra eléctrica del establecimiento de comida.

## 2.9 Cálculos generales

### 2.9.1 Definición de la capacidad de producción de la máquina.

Según Apega [1] en Lima hay 30 mil restaurantes, de los cuales se estima que el 5 % trabaja con el camote cortado en tajadas. Se consultó a 3 chicharroneras sobre la cantidad de camotes que usan a diario y es en promedio de 28 Kg. Si se considera como clientes potenciales el 10 % del 5% del total de restaurantes se tendría:

$$\text{Masa total a procesar} = 30\,000 \times 0,1 \times 0,05 \times 28 = 4\,200 \text{ kg}$$

Si la máquina trabaja 3 horas al día efectivos realizando la operación de corte, es decir, sin considerar tiempos muertos como el tiempo necesario para la dosificación, entonces la capacidad de la máquina debe ser de 1400 kg/h.

Con esta capacidad de producción la máquina se podrá usar en la elaboración de chicharrones donde haya una gran cantidad de comensales o también para vender el camote picado a los establecimientos de comida, de forma similar a como se realiza con la venta de papas peladas y cortadas para pollerías.

### 2.9.2 Definición de la fuerza de corte

En el capítulo 1 se midió la fuerza de corte máxima, la cual fue de 240 N para un diámetro de camote de 90 mm. Sin embargo, dicha medición se realizó a una velocidad de corte baja (1000 mm/min) respecto a la velocidad de trabajo real, por ello se revisó la bibliografía de curso de resistencia de materiales 2 [8], en el capítulo 4 sobre impacto, se menciona sobre la importancia de considerar el coeficiente de impacto en el diseño de elementos de máquinas.

En el anexo 1 se tiene una tabla sobre coeficientes de impacto recomendados [8], se ha calificado el impacto como tipo medianamente fuerte y le corresponde un coeficiente de impacto “ $\phi$ ” de 1,2. Por lo tanto, la fuerza de corte para el diseño será de  $240 \text{ N} \times 1,2 = 288 \text{ N}$ .

### Consideración del efecto de la curvatura de las cuchillas

En el apartado 1.2 se describió el efecto de la curvatura de la cuchilla sobre la fuerza de corte; se definió el coeficiente  $\xi$  como la relación entre la velocidad paralela al filo y la velocidad perpendicular al filo de la cuchilla. Según la disposición geométrica

mostrada en la figura 2.17 la velocidad paralela al filo de la cuchilla es aproximadamente cero, por lo que se considera como un corte ortogonal ( $\xi=0$ ), por lo tanto la fuerza de corte final para el diseño se mantiene en **288 N**.

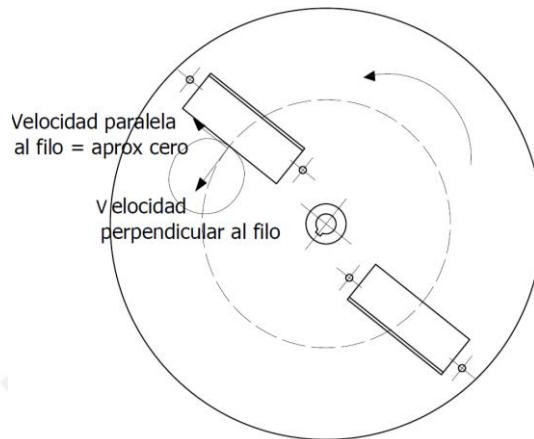


Figura 2. 17. Diagrama de velocidades presentes en el filo de la cuchilla

### 2.9.3 Determinación del torque de carga

La distancia entre el centro del camote y el eje de rotación es de 125 mm, tal como se muestra en la figura 2.18, conocida la fuerza de corte y la distancia se aplicó la ecuación 2.01.

$$T_{\text{Carga}} = F_{\text{corte}} \times \text{Distancia} \tag{2.01}$$

$$T_{\text{Carga}} = 288 \text{ N} \times 0,125 \text{ m} = 36 \text{ [N – m]}$$

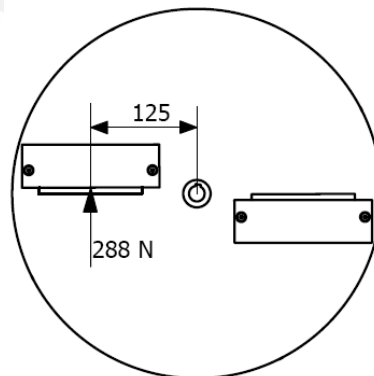


Figura 2. 18. Esquema sobre la distancia de la cuchilla al centro de rotación.

### 2.9.4 Determinación de la velocidad de las cuchillas

Como dato de entrada tenemos una capacidad de procesamiento de 1400 kg/h. Para el cálculo, se asumió que todos los camotes son de 90 mm de diámetro y 120 mm de largo, los cuales pesan 800 gramos en promedio.

$$\frac{\text{N}^\circ \text{ camotes}}{\text{hora}} = \frac{1400 \text{ kg}}{\text{h}} \times \frac{1 \text{ camote}}{\text{pesa } 0,8 \text{ kg}} = 1750 \text{ camotes /h}$$

Ahora hallamos el número de cortes por cada unidad.

$$\frac{\text{largo producto}}{\text{espesor de corte}} = \frac{120 \text{ mm}}{5 \text{ mm}} = 24 \text{ cortes/camote}$$

Finalmente el número de revoluciones por minuto es:

$$\frac{1750 \text{ camotes}}{\text{hora}} \times \frac{24 \text{ cortes}}{\text{camote}} \times \frac{1 \text{ rev}}{2 \text{ cortes}} \times \frac{1 \text{ h}}{60 \text{ min}} = 350 \text{ rpm}$$

### 2.9.5 Capacidad de producción neta considerando tiempos muertos

La capacidad neta de producción es afectada por el tiempo muerto que toma colocar un camote en la cavidad cilíndrica de dosificación, se estima que ese tiempo es de 4 segundos. A continuación se determina el tiempo que se necesita exclusivamente para realizar el corte de un camote entero de 120 mm de largo.

$$\frac{2 \text{ cortes}}{1 \text{ rev}} \times \frac{350 \text{ rev}}{60 \text{ s}} \times \frac{5 \text{ mm}}{1 \text{ corte}} \times \frac{1 \text{ camote}}{120 \text{ mm}} = \frac{1 \text{ camote}}{2,06 \text{ s}}$$

El tiempo que tarda en cortar un camote entero es de 2 segundos, y el tiempo muerto de dosificación es de 4 segundos, por lo tanto, la capacidad de producción inicial de 1400 kg/h se reduce a la tercera parte, entonces, la capacidad neta es de **466 kg/h**, este valor es cercano al requerimiento de capacidad de producción dado en la lista de exigencias de 450 kg/h.

### 2.9.6 Determinación de la potencia de carga

Ya se conoce el torque y la velocidad angular del sistema de corte, por lo tanto se procedió a calcular la potencia de carga usando la ecuación 2.02.

$$P_{\text{carga}} = T_{\text{carga}} \times \omega_{\text{carga}} \quad (2.02)$$



$$P_{\text{carga}} = (36 \text{ N} - m) \times \left(350 \text{ rpm} \times \frac{\pi}{30}\right) = 1319 \text{ W}$$

El sistema de corte gira a una velocidad de 350 rpm, por ende se tiene que la relación de transmisión es:  $i = 4,92$  (considerando un motor de inducción monofásico de 4 polos que gira a 1725 rpm).

Se ha seleccionado provisionalmente un motor monofásico de 1,5 kW y 1725 rpm nominales; según catálogo de la empresa WEG, el eje del motor tiene un diámetro de 28 mm.

### 2.9.7 Selección de la transmisión de potencia del sistema de corte

Se ha elegido la transmisión por faja trapecial por las siguientes razones:

- Funcionamiento silencioso.
- En caso se tenga que cambiar el motor, solo se tendrá que tensar la faja, lo cual es una ventaja comparativa sobre los acoples flexibles que requieren alineamiento.
- Es una transmisión cuyo costo es relativamente bajo.
- Existe aislamiento eléctrico, debido a que no hay contacto de metal a metal entre el eje de conducción y el eje conducido.
- Este tipo de transmisión tiene buena capacidad de absorción de choques y vibraciones, precisamente en esta aplicación se tiene carga de impacto durante el corte del producto.
- La exigencia de alineamiento entre eje motriz y conducido es menor si se compara con acoples flexibles y cadena.

### 2.9.8 Sistema de transmisión de potencia

El sistema de transmisión consta de un par de poleas y una faja trapecial, tal como se indica en la figura 2.19. La polea superior es fija, en cambio, la polea inferior motriz si se puede mover horizontalmente por medio del cambio de posición del motor, ello servirá para tensar la faja.

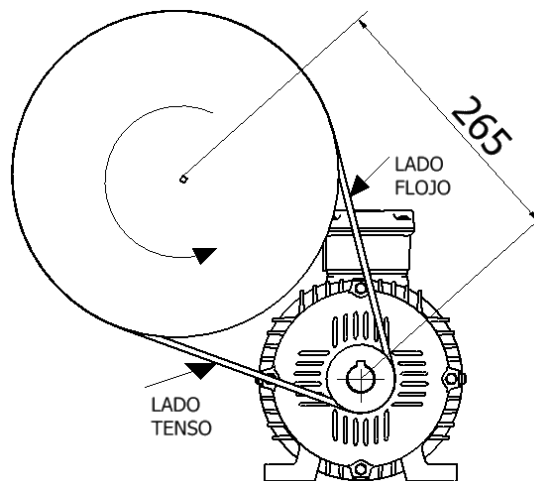


Figura 2. 19. Transmisión de potencia por faja trapezoidal

### 2.9.9 Selección de fajas y poleas

Se ha seguido las recomendaciones dadas por la empresa Optibelt [9] en su manual técnico, la cual se adjunta en el anexo 2.

- Factor de Carga:  $C_2 = 1,1$  (obtenido de la tabla 17 [9])

Máquina Motriz: motor CA y velocidad mayor a 600 rpm.

Servicio diario: servicio menor a 10 horas (9 horas).

Máquina de accionamiento: transmisión ligera < 7,5 [kW.]

- Potencia Teórica:  $P_B = P_{carga} \times C_2 = 1319 \times 1,1 = 1451$  [W]
- Selección del perfil: del diagrama 4 [9], con las rpm de la polea pequeña (1725 rpm) y la potencia teórica (1451 W) resulta el perfil SPZ, cuyas dimensiones en milímetros se muestran en la figura 2.20.

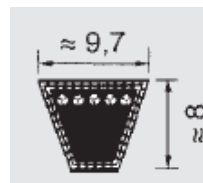


Figura 2. 20. Dimensiones de faja trapezoidal con perfil SPZ [9]

- Relación de transmisión

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1725}{350} = 4,93$$

- Diámetro de referencia de las poleas.

Se recomienda que el diámetro de la polea motriz,  $d_{d1}$ , sea al menos el doble el diámetro del eje del motor.

$$d_{d1} > 2 \times \text{diámetro eje motor} = 2 \times 28 = 56 \text{ [mm]}$$

De la tabla 9 [9], se elige el diámetro estándar de **63 mm** para la polea motriz.

$$d_{d2} = d_{d1} \times i = 63 \times 4,93 = 310,6 \text{ [mm]}$$

De la tabla 9 [9], se elige el diámetro estándar de **315 mm** para la polea conducida, entonces, la nueva relación de transmisión es 5 y el motor girará a 345 rpm.

- Distancia entre ejes.

Por recomendación del fabricante la distancia entre ejes debe ser mayor a:

$$0,7(d_{d1} + d_{d2}) = 264,6 \text{ mm.}$$

- Desarrollo de referencia.

Según la figura 2.9, la distancia entre centros "a" es de 265 mm, lo cual cumple con ser mayor a 264,6.

$$L_{dth} = 2 \times a + 1,57(d_{d1} + d_{d2}) + (d_{d2} - d_{d1})^2 / (4 \times a)$$

$$L_{dth} = 2 \times 265 + 1,57(63 + 315) + (315 - 63)^2 / (4 \times 265) = 1183,4 \text{ [mm]}$$

Se escoge la longitud estándar,  $L_{st}$ , de **1187 mm**.

- Distancia entre ejes corregida.

$$a_{nom} = a + \frac{L_{st} - L_{dth}}{2} = 265 + \frac{1187 - 1183,4}{2} = 266,8$$

- Ajuste mínimo x/y.

Para el tensado y montaje de la faja se recomienda en la tabla 21 [9] una distancia mínima de 15 mm, este dato servirá para dimensionar el agujero chino del soporte del motor.

- Velocidad de correa crítica.

$$V = \frac{d_{d1} [\text{mm}] \cdot n_1 [\text{rpm}]}{19100} = \frac{63 \times 1725}{19100} = 5,689 \frac{\text{m}}{\text{s}} < 42 \frac{\text{m}}{\text{s}}, \text{ si cumple.}$$

- Factor de corrección por ángulo de contacto.

$$\frac{(d_{d2} - d_{d1}) [\text{mm}]}{a_{\text{nom}} [\text{mm}]} = \frac{315 - 63}{266,8} = 0,944$$

Entrando con el factor de corrección de 0,944 a la tabla 16 [9], el factor de ángulo de contacto resulta  $C_1 = 0,95$ .

- Factor de desarrollo.

De la tabla 18 [9], con  $L_{st} = 1187$  y perfil SPZ se obtiene  $C_3 = 0,94$

- Potencia nominal por correa.

De la tabla 26 [9], con  $d_{d1} = 63$  mm;  $i = 5$ ;  $n_1 = 1725$  rpm

Se obtiene:  $P_N = 0,99 + 0,275 = 1,265$  [kW].

- Número de correas.

$$Z = \frac{P [\text{kW}] \times C_2}{P_N [\text{kW}] \times C_1 \times C_3} = \frac{1,319 \times 1,1}{1,265 \times 0,95 \times 0,94} = 1,28$$

Por lo tanto, se usa dos fajas trapeciales con perfil SPZ de 1187 mm de longitud, una polea doble de diámetro primitivo 63 mm, una polea doble de diámetro 315 mm.

## CAPÍTULO 3

### DISEÑO DE LA REBANADORA

En este capítulo se muestran los cálculos que justifican el diseño mecánico de la rebanadora, también se realiza la selección de diferentes elementos de máquinas. Los cálculos que se detallan están basados en las dimensiones definitivas de la máquina.

En la primera parte del capítulo se continúa con el cálculo de la transmisión, se determina el diámetro del árbol de transmisión y se verifica que no falle por fluencia, por fatiga y por rigidez, se selecciona rodamientos y chavetas.

En la segunda parte, se dimensiona y verifica por resistencia a las cuchillas, se calcula la soldadura en el disco de corte, se comprueba que el sistema de corte no gire a la velocidad crítica de resonancia.

En la tercera parte, se calcula la estructura para que no falle por resistencia, se selecciona y calcula los tornillos, se realiza el cálculo de soldadura de los puntos críticos, finalmente, se selecciona el motor eléctrico y se determina el peso necesario del contrapeso en el dosificador.

### 3.1 Cálculo de las fuerzas en la faja trapezoidal.

Durante la marcha de la máquina con carga se presentan 2 fuerzas en la faja:  $S_1$  en el lado tenso y  $S_2$  en el lado flojo, tal como se muestra en la figura 3.1.

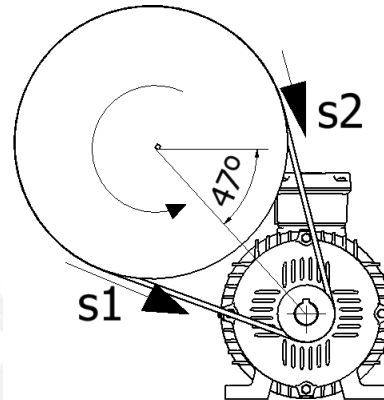


Figura 3. 1. Fuerzas en la faja trapezoidal

El manual técnico de Optibelt [9] también suministra las formulas para poder calcular las fuerzas  $S_1$  y  $S_2$ , que después serán usadas en el cálculo del árbol de transmisión.

- Fuerza en el ramal tenso en marcha y con carga.

$$S_1 = \frac{1020 \times P_B [\text{kW}]}{C_1 \times V [\text{m/s}]} = \frac{1020 \times 1,451}{0,95 \times 5,689} = 274 \text{ [N]}$$

- Fuerza en el ramal flojo en marcha y con carga.

$$S_2 = \frac{1000 \times (1,02 - C_1) \times P_B [\text{kW}]}{C_1 \times V [\text{m/s}]} = \frac{1000 \times (1,02 - 0,95) \times 1,451}{0,95 \times 5,689} = 19 \text{ [N]}$$

### 3.2 Transmisión de fuerzas y momento de la faja al árbol.

Durante la marcha del motor con carga estarán presentes 2 fuerzas:  $S_1$  y  $S_2$ , el efecto sobre el árbol de transmisión es que se tendrá una fuerza resultante  $S_r$  y un par de torsión de 36 N.m, tal como se muestra en la figura 3.2.



Figura 3. 2 Trasmisión de fuerzas y momentos debido a la faja

### 3.3 Cálculo a rigidez del árbol de transmisión

Las longitudes axiales del árbol se han definido en base a las condiciones geométricas de la máquina, con el propósito de dejar espacio suficiente para realizar mantenimiento al motor eléctrico y para que la faja trapecial sea montada y desmontada fácilmente. En la figura 3.3 se muestra el árbol de transmisión para el sistema de corte.

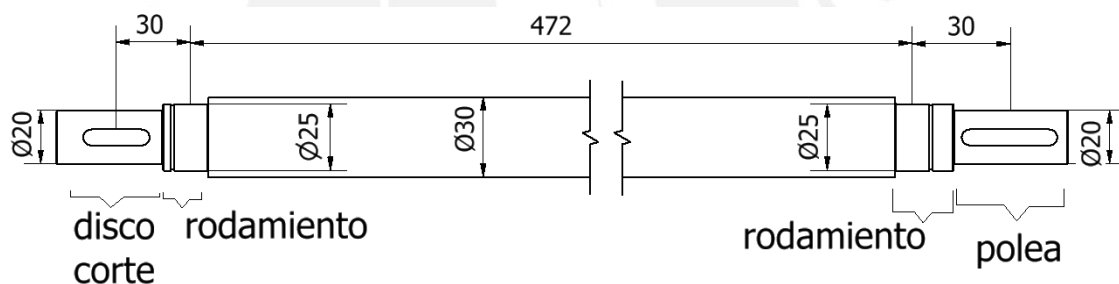


Figura 3. 3 Esquema árbol de transmisión con dimensiones

#### 3.3.1 Deformación transversal por flexión.

En el extremo derecho del árbol, donde se encuentra el asiento para la polea, se tiene una fuerza transversal en voladizo debido a las fuerzas  $S_1$  y  $S_2$  de la transmisión. En el extremo izquierdo, se tiene el asiento para el disco de corte, el cual trasmite la fuerza de corte de 288 N hacia el árbol de transmisión.

El árbol de transmisión es apoyado sobre dos rodamientos y tiene 2 fuerzas en voladizo, una en cada extremo, entonces el árbol se deforma transversalmente en 2 planos.

A continuación se halla la curva elástica de deformación por flexión del árbol para los planos X-Y, X-Z; de las 2 gráficas obtenidas resultará una deformación resultante, la que finalmente será evaluada según las recomendaciones de deformación transversal máxima.

Primero, se determinó la curva elástica en el plano X-Z. En la figura 3.4 se muestra las fuerzas actuantes.

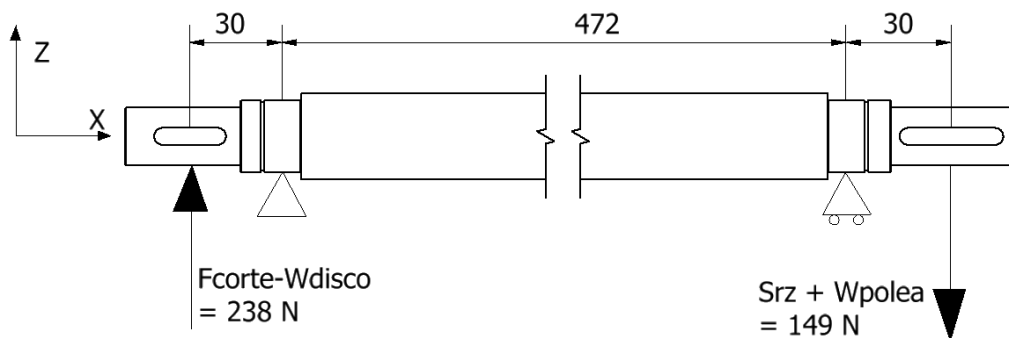


Figura 3. 4 Esquema del árbol con cargas en el plano X-Z

Para hallar la ecuación de la elástica, se recurrió al método de la doble integración. Según Shigley [11], para aplicar dicho método se parte de la ecuación 3.1, donde “Z” es el eje donde el árbol se deforma transversalmente, M(X) es el momento flector a lo largo del eje, “E” es el módulo de elasticidad del material del eje, e “I” es el momento de inercia.

$$\frac{d^2Z}{dX^2} = \frac{M(X)}{E \cdot I(X)} \tag{3.1}$$

Luego, la ecuación 3.1 se integra una vez y se obtiene la pendiente de la curva elástica, en otras palabras, la deformación angular; se integra una segunda vez y se obtiene la deformación transversal.

En la figura 3.5 se muestra el esquema simplificado de un árbol genérico.



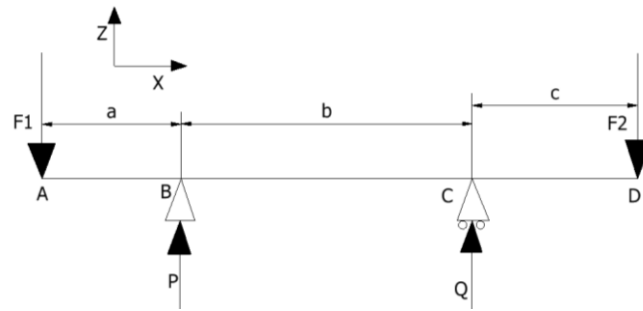


Figura 3. 5. Esquema genérico de un árbol con 2 cargas en voladizo

Se procedió a resolver el D.C.L para obtener “P” y “Q” en función de F1, F2, a, b, c.

$$\sum F_Z = 0: \quad F_1 + F_2 = P + Q$$

$$\sum M_B = 0: \quad F_1 \cdot a + Q \cdot b - F_2 \cdot (b + c) = 0$$

Relacionando las 2 ecuaciones anteriores se obtiene:

$$Q = \frac{F_2 \cdot (b+c) - F_1 \cdot a}{b} \quad (3.2)$$

$$P = F_1 + F_2 - \frac{F_2 \cdot (b+c) - F_1 \cdot a}{b} \quad (3.3)$$

A continuación se halla la ecuación del momento por el método de cortes para cada tramo, luego se integra en cada tramo. En la figura 3.6 a, b y c se muestra el D.C.L para los tres tramos.

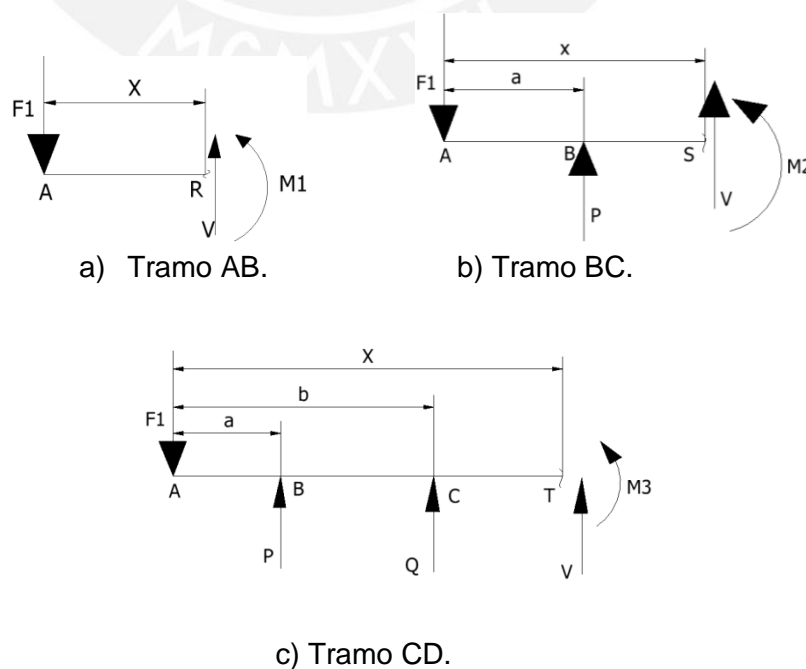


Figura 3. 6. DCL de los 3 tramos del árbol.

Tramo AB: de la figura 3.6.a se halló el momento flector  $M_1$ .

$$\sum M_R = 0 \qquad M_1 = -F_1 \cdot X \qquad (3.4)$$

Tramo BC: de la figura 3.6.b se halló el momento flector  $M_2$ .

$$\sum M_S = 0 \qquad M_2 = P \cdot (X - a) - F_1 \cdot X \qquad (3.5)$$

Tramo CD: de la figura 3.6.c se halló el momento flector  $M_3$ .

$$\sum M_T = 0 \qquad M_3 = P \cdot (X - a) - F_1 \cdot X + Q \cdot (X - a - b) \qquad (3.6)$$

Ahora que se tiene los momentos flectores en cada tramo, se integró una y dos veces sucesivamente en cada tramo.

Tramo AB: 
$$E \cdot I \cdot Z'_1 = -F_1 \cdot \frac{X^2}{2} + C_1 \qquad (3.7)$$

$$E \cdot I \cdot Z_1 = -F_1 \cdot \frac{X^3}{6} + C_1 \cdot X + C_2 \qquad (3.8)$$

Tramo BC: 
$$E \cdot I \cdot Z'_2 = \frac{P \cdot (X-a)^2}{2} - F_1 \cdot \frac{X^2}{2} + C_3 \qquad (3.9)$$

$$E \cdot I \cdot Z_2 = \frac{P \cdot (X-a)^3}{6} - F_1 \cdot \frac{X^3}{6} + C_3 \cdot X + C_4 \qquad (3.10)$$

Tramo CD: 
$$E \cdot I \cdot Z'_3 = \frac{P \cdot (X-a)^2}{2} - F_1 \cdot \frac{X^2}{2} + \frac{Q \cdot (X-a-b)^2}{2} + C_5 \qquad (3.11)$$

$$E \cdot I \cdot Z_3 = \frac{P \cdot (X-a)^3}{6} - F_1 \cdot \frac{X^3}{6} + \frac{Q \cdot (X-a-b)^3}{6} + C_5 \cdot X + C_6 \qquad (3.12)$$

#### Condiciones de borde:

- En el apoyo del punto B para el tramo AB. Si  $X=a$ , entonces  $Z_1=0$ , reemplazando en la ecuación 3.8 se obtiene:

$$-F_1 \cdot \frac{a^3}{6} + C_1 \cdot a + C_2 = 0 \qquad (3.13)$$

- En el apoyo del punto B para el tramo BC. Si  $X=a$ , entonces  $Z_2=0$ , reemplazando en la ecuación 3.10 se obtiene:

$$-F_1 \cdot \frac{a^3}{6} + C_3 \cdot a + C_4 = 0 \qquad (3.14)$$

- En el apoyo del punto C para el tramo BC. Si  $X=a+b$ , entonces  $Z_2=0$ , reemplazando en la ecuación 3.10 se obtiene:

$$\frac{P \cdot b^3}{6} - F_1 \cdot \frac{(a+b)^3}{6} + C_3 \cdot (a+b) + C_4 = 0 \quad (3.15)$$

- En el apoyo del punto C para el tramo CD. Si  $X=a+b$ , entonces  $Z_3=0$ , reemplazando en la ecuación 3.12 se obtiene:

$$\frac{P \cdot b^3}{6} - F_1 \cdot \frac{(a+b)^3}{6} + C_5 \cdot (a+b) + C_6 = 0 \quad (3.16)$$

- En el punto B, las pendientes son iguales para los tramos AB y BC. Si  $X=a$ ; entonces  $Z'_1 = Z'_2$ , reemplazando y relacionando las ecuaciones 3.7 y 3.9 se obtiene:

$$-F_1 \cdot \frac{a^2}{2} + C_1 = -F_1 \cdot \frac{a^2}{2} + C_3 \quad (3.17)$$

- En el punto C, las pendientes son iguales para los tramos BC y CD. Si  $X=a+b$ ; entonces  $Z'_2 = Z'_3$ , reemplazando y relacionando las ecuaciones 3.9 y 3.11 se obtiene:

$$\frac{P \cdot b^2}{2} - F_1 \cdot \frac{(a+b)^2}{2} + C_3 = \frac{P \cdot b^2}{2} - F_1 \cdot \frac{(a+b)^2}{2} + C_5 \quad (3.18)$$

Relacionando las ecuaciones desde la 3.13 hasta la 3.18 se obtiene:

$$C_1 = C_3 = C_5 = C_k$$

$$C_2 = C_4 = C_6 = C_m$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones desde la 3.13 hasta la 3.18 se obtiene:

$$C_k = \frac{1}{6b} \cdot (F_1 \cdot (b^3 + 3 \cdot a^2 \cdot b + 3 \cdot a \cdot b^2) - P \cdot b^3) \quad (3.19)$$

$$C_m = \frac{1}{6} \cdot (F_1 \cdot (-2 \cdot a^3 - a \cdot b^2 - 3 \cdot a^2 \cdot b) + a \cdot p \cdot b^2) \quad (3.20)$$

Para poder determinar cuál es el punto con mayor deflexión en el plano X-Z, se evaluó la solución genérica para el caso particular del árbol en cuestión con los siguientes valores:

$$a=30 \text{ [mm]} \quad b=472 \text{ [mm]} \quad c=30 \text{ [mm]} \quad F_1=238 \text{ [N]} \quad F_2= - 149 \text{ [N]}$$

Se ha considerado un diámetro promedio de 25 mm para los tres tramos, ello para simplificar el cálculo y obtener un resultado aproximado.

Del anexo 4, el acero inoxidable AISI 420 tiene modulo de elasticidad  $E=2 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$ , el momento de inercia de un eje es:  $I=0,25 \times \pi \times \text{radio}^4$ .

Con ayuda del software Excel, se ingresó los valores antes mencionados en las ecuaciones 3.8, 3.10 y 3.12, y se obtuvo la curva elástica de los tres tramos del árbol, el resultado se muestra en la figura 3.7.

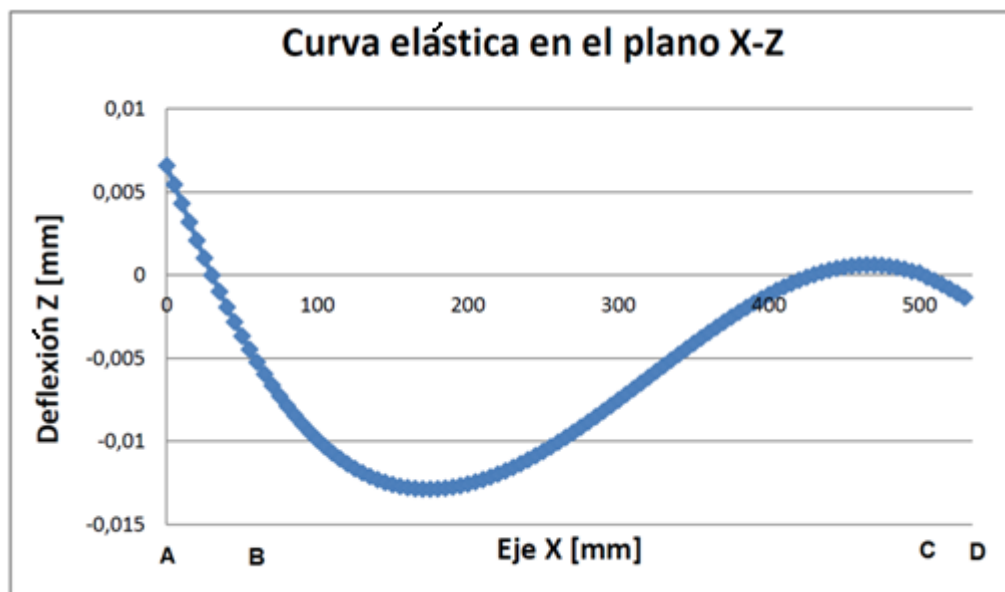


Figura 3. 7. Curva elástica del árbol en el plano X-Z

De forma similar a como se realizó el cálculo en el plano X-Z, se realizó para el plano X-Y .En este caso se tiene solo una fuerza en el extremo derecho tal como se muestra en la figura 3.8.

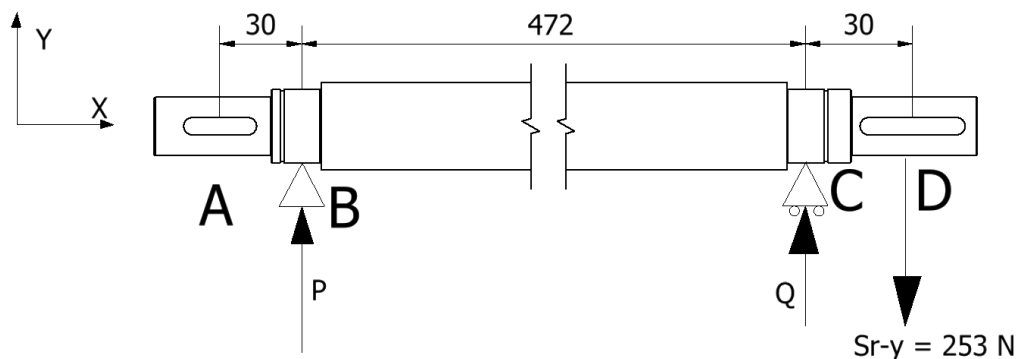


Figura 3. 8 Esquema del árbol con cargas en el plano X-Y

Para poder determinar cuál es el punto con mayor deflexión en el plano X-Y se evaluó la solución genérica para el caso particular del árbol en cuestión con los siguientes valores:  $F_1=0$  [N],  $F_2=253$  [N].

Con ayuda del software Excel, se ingreso los valores antes mencionados en las ecuaciones 3.8, 3.10 y 3.12; y se obtuvo la curva elástica, el resultado se muestra en la figura 3.9.

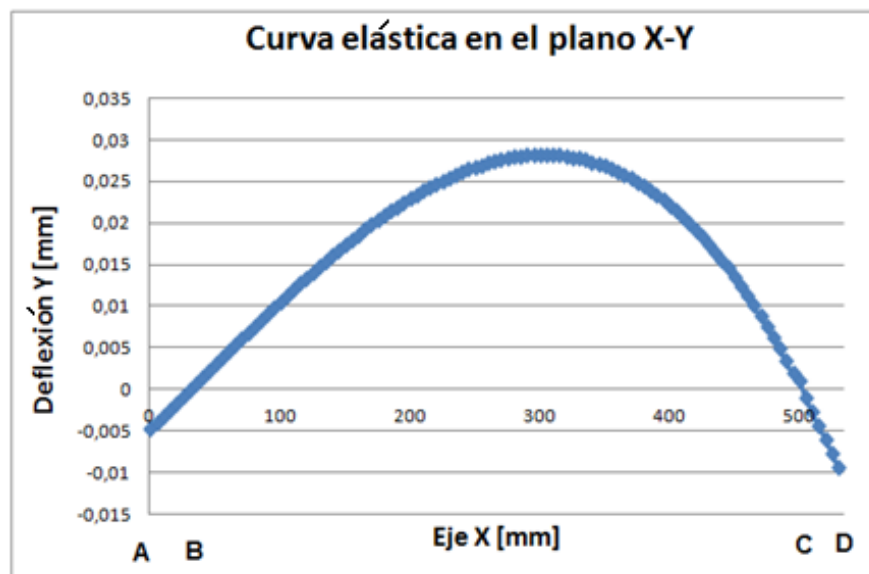


Figura 3. 9. Curva elástica del árbol en el plano X-Y

Observando las figuras 3.7 y 3.9 se nota que las máximas deformaciones se dan en los extremos del árbol en los puntos A y D, donde  $X=0$  y  $X= 532$  mm respectivamente. De las deformaciones obtenidas en las gráficas de los planos X-Y e X-Z se obtiene las siguientes deformaciones totales en los puntos A y D.

$$\delta A = \sqrt{0,004671^2 + 0,006596^2} = 0,0081 \text{ mm}$$

$$\delta D = \sqrt{0,009254^2 + 0,0013487^2} = 0,0094 \text{ mm}$$

La mayor deflexión se da en el punto "D". Según Paulsen [10], para arboles en general la deflexión máxima es de 0,5 mm por cada metro de longitud entre apoyos o en su defecto entre la longitud que se encuentra en voladizo, no se considera la deformación en el tramo central ya que la distancia entre apoyos es de 472 mm, lo cual es 15 veces la longitud en voladizo de 30 mm.

Se debe cumplir que:

$$\delta^* = \frac{\delta_D[\text{mm}]}{\text{Longitud}_{\text{voladizo}}[\text{m}]} < 0,5 \frac{\text{mm}}{\text{m}} \quad (3.21)$$

$$\frac{0,0094}{30 \times 10^{-3}} = 0,31 < 0,5 \frac{\text{mm}}{\text{m}}, \text{ cumple}$$

### 3.3.2 Deformación angular por flexión

Es importante comprobar que en los puntos donde se monta rodamientos, la deformación angular sea menor al límite establecido por el fabricante o por recomendaciones, ya que de sobrepasar se corre el riesgo de acortar la vida útil del rodamiento.

#### Deformación angular en el rodamiento posicionado en el punto B (X=30 mm)

El rodamiento que sufrirá mayor deformación angular es el situado en el punto B ya que tiene mayor pendiente que en el punto C, ello se puede notar en las figuras 3.7 y 3.9, basta entonces comprobar el punto B.

De la ecuación 3.7, reemplazando valores para X=30 [mm],  $F_1 = 0$  N en el plano X-Y:

$$E \cdot I \cdot Y'_{1B} = -F_1 \cdot \frac{X^2}{2} + C_1 = 597080$$

$$(2 \times 10^5) \times (0,25 \times \pi \times 12,5^4) \times Y'_{1B} = 597080$$

$$Y'_{1B} = 1,56 \times 10^{-4} \text{ rad} \times \frac{180^\circ}{\pi \text{ rad}} \times \frac{60 \text{ minutos}}{1^\circ} = 0,54 \text{ minutos}$$

Reemplazando valores en la ecuación 3.7, para X=30 [mm],  $F_1 = 238$  [N] en el plano X-Z:

$$E \cdot I \cdot Z'_{1B} = -F_1 \cdot \frac{X^2}{2} + C_1 = -238 \times \frac{30^2}{2} + 878820 = 771720$$

$$(2 \times 10^5) \times (0,25 \times \pi \times 12,5^4) \times Z'_{1B} = 771720$$

$$Z'_{1B} = 2 \times 10^{-4} \text{ rad} \times \frac{180^\circ}{\pi \text{ rad}} \times \frac{60 \text{ minutos}}{1^\circ} = 0,69 \text{ minutos}$$

Ahora que se tiene las deformaciones angulares en ambos planos, se calculó la deformación total.

$$\phi_{TB} = \sqrt{(Y'_{1B})^2 + (Z'_{1B})^2} = 0,88 \text{ minutos}$$

Según Paulsen [10], para rodamiento rígido de bolas la deformación angular debe estar entre 2 a 10 minutos, se comprueba que la deformación es menor aun al rango recomendado.

### 3.4 Cálculo a fluencia del árbol de transmisión.

Para determinar las fuerzas que actúan en los apoyos ubicados en los puntos B y C se resolvió el D.C.L. del árbol motriz mostrado en la figura 3.10.

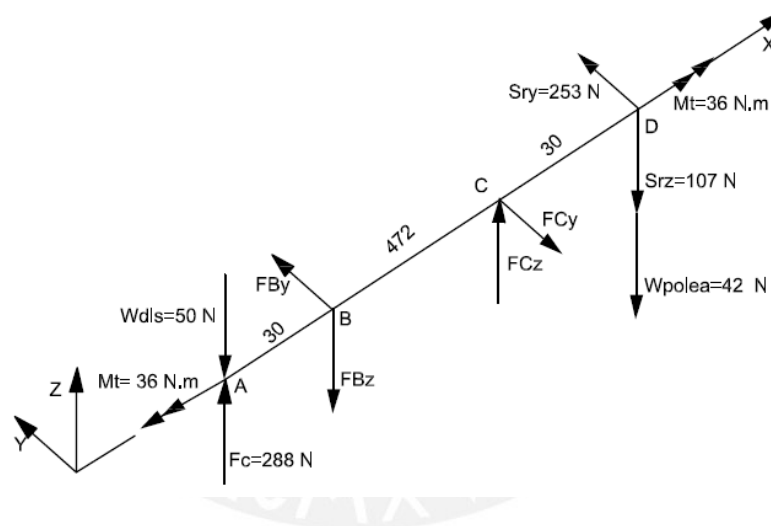


Figura 3. 10. Fuerzas y momentos torsores en el árbol de transmisión

$$\begin{aligned} \sum M_{Bz} = 0 : & & -F_{CY} \times 472 + S_{RY} \times 502 &= 0 \\ & & -F_{CY} \times 472 + 253 \times 502 &= 0 & \rightarrow F_{CY} = 269,08 \text{ N} \\ \sum M_{Cz} = 0 : & & -F_{BY} \times 472 + S_{RY} \times 30 &= 0 \\ & & -F_{BY} \times 472 + 253 \times 30 &= 0 & \rightarrow F_{BY} = 16,08 \text{ N} \\ \sum M_{By} = 0 : & & (F_{corte} - W_{disco}) \times 30 - F_{Cz} \times 472 + (S_{Rz} + W_{polea}) \times 502 &= 0 \\ & & (288 - 50) \times 30 - F_{Cz} \times 472 + (107 + 42) \times 502 &= 0 \\ & & & & \rightarrow F_{Cz} = 173,6 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum F_z = 0 : \quad & (F_{\text{corte}} - W_{\text{disco}}) - F_{BZ} + F_{CZ} - S_{RZ} - W_{\text{polea}} = 0 \\ & (288 - 50) - F_{BZ} + 173,6 - 107 - 42 = 0 \\ & \rightarrow F_{BZ} = 262,6 \text{ N} \end{aligned}$$

En base a las fuerzas halladas y las dimensiones del árbol se procedió a realizar el diagrama de fuerzas cortantes (DFC), de momentos flectores (DMF) y de momentos torsores (DMT), ello se hizo en los planos X-Y, X-Z, ver figura 3.11.

En la figura 3.11 se observa que la sección "C" es sometida al mayor momento flector, cuyo valor es de 7589 N.mm en el plano X-Y, y de 4471 N.mm en el plano X-Z; por ello, se analizó la sección "C" por ser la sección crítica.

### Sección C:

$$\phi_{\text{eje}} = 25 \text{ [mm]} \quad \text{y} \quad M_t = 36 \text{ [N.m]}$$

$$\tau_t = \frac{16 \times M_t \text{ [N.mm]}}{\pi \times d^3 \text{ [mm}^3\text{]}} = \frac{16 \times 36 \times 10^3}{\pi \times 25^3} = 11,73 \left[ \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$$

$$\tau_c = \frac{F_c \text{ [N]}}{A \text{ [mm}^2\text{]}} = \frac{\sqrt{149^2 + 253^2}}{0,25 \times \pi \times 25^2} = 0,6 \left[ \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$$

$$M_f = \sqrt{7589^2 + 4471^2} = 8808 \text{ [N - mm]}$$

$$\sigma_f = \frac{32 \times M_f \text{ [N.mm]}}{\pi \times d^3 \text{ [mm}^3\text{]}} = \frac{32 \times 8808}{\pi \times 25^3} = 5,74 \left[ \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$$

Según la teoría de máxima distorsión o Von Mises, se cumple que:

$$\sigma_{\text{eq}} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3(\tau_t^2 + \tau_c^2)} \quad (3.22)$$

Reemplazando valores

$$\sigma_{\text{eq}} = \sqrt{5,74^2 + 3(11,73^2 + 0,6^2)} = 21,13 \text{ N/mm}^2$$

El material del árbol es el acero inoxidable AISI 420, el cual tiene buenas propiedades anticorrosivas y es usado para arboles de transmisión. Según el anexo 4, las propiedades mecánicas de este acero son:

$$\sigma_B = 690 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{y} \quad \sigma_F = 345 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$



Hallando el factor de seguridad:

$$FS = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_{eq}} = \frac{345}{21,13} = 16,3 \geq FS_R = 5$$

Se ha considerado un factor de seguridad recomendado FSR de 5, dado que las cargas se pueden medir.

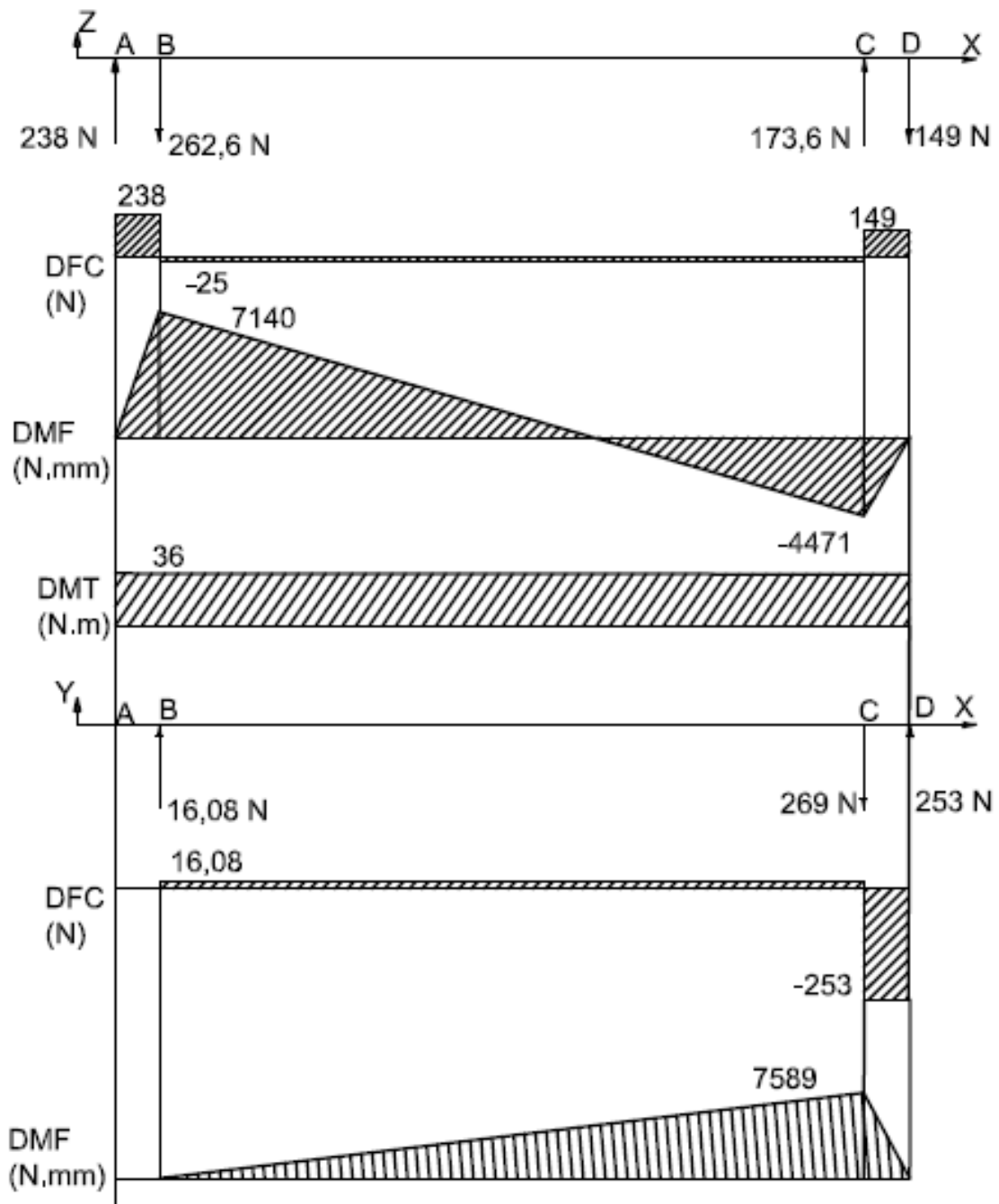


Figura 3. 11. Diagrama de fuerzas y momentos del árbol de transmisión

### 3.5 Cálculo a fatiga del árbol de transmisión

El árbol por el simple hecho de estar girando y tener momento flector ya está siendo sometido a esfuerzo de flexión alternante. Por otro lado, la fuerza de corte del camote se presenta cada cierto tiempo, lo cual origina esfuerzo cortante y momento torsor pulsantes.

En el diagrama de fuerzas y momentos de la figura 3.11 se observa que hay mayor momento flector en la zona derecha del árbol, por ello se procedió a analizar la sección E y la sección F, las cuales se muestran en la figura 3.12.

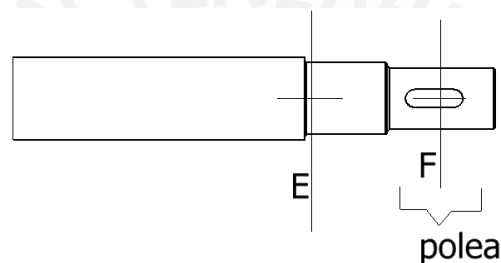


Figura 3. 12. Puntos críticos E, F para cálculo a fatiga.

#### 3.5.1 Análisis de la sección E por flexión alternante

Del cálculo a fluencia ya se tiene el esfuerzo por momento flector:  $\sigma_f = 5,8 \text{ [N/mm}^2\text{]}$ .

Por lo tanto se tiene que :  $\sigma_{fs} = 5,8 \text{ N/mm}^2$  y  $\sigma_{fi} = -5,8 \text{ N/mm}^2$ , luego reemplazando

en la ecuación 3.23 se obtiene:  $\sigma_{fm} = 0$  y  $\sigma_{fa} = 5,8 \left[ \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$ .

$$\sigma_{fm} = \frac{\sigma_{fs} + \sigma_{fi}}{2} \quad \text{y} \quad \sigma_{fa} = \frac{\sigma_{fs} - \sigma_{fi}}{2} \quad (3.23)$$

Debido a que el árbol es real, se debe calcular el esfuerzo alternante real:  $\sigma'_a$ , el cual es afectado por el esfuerzo alternante  $\sigma_a$  y por los coeficientes aumentadores:  $\beta_K, C_s, C_t, C_{temp}, C_{carga}, C_c$ .

Para el diámetro de 25 mm en dicha sección se verificó por fatiga siguiendo la metodología e información de Rodriguez [8], además se adjunta en el anexo 5 las gráficas de los coeficientes necesarios para el cálculo a fatiga.

### Coeficientes aumentadores:

- **Factor efectivo de concentración de esfuerzos ( $\beta_K$ )**

Del anexo 6, el chaflán del rodamiento que se seleccionó para el apoyo es de 0,3 mm, ya que en la sección “E” hay un cambio de sección, se considera que el radio en el cambio de sección “r” es 0,3 mm. El factor efectivo de concentración de esfuerzos se define como:

$$\beta_K = 1 + \eta \cdot (\alpha_K - 1) \quad (3.24)$$

Donde  $\eta$  es el factor de sensibilidad a la entalla:

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{8}{r} \times \left(1 - \frac{\sigma_F}{\sigma_B}\right)^3} \quad (3.25)$$

El factor geométrico de concentración de esfuerzos  $\alpha_K$  depende de:

$$\frac{r}{d} = \frac{0,3}{25} = 0,012 \quad \text{y} \quad \frac{D}{d} = \frac{30}{25} = 1,2$$

Del anexo 5, para carga de flexión, el  $\alpha_K$  resulta ser 2,7.

Reemplazando en las ecuaciones 3.24 y 3.25:

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{8}{0,3} \times \left(1 - \frac{345}{690}\right)^3} = 0,23$$

$$\beta_K = 1 + 0,23 \times (2,7 - 1) = 1,4$$

- **Coeficiente de superficie ( $C_s$ ):**

El árbol será torneado hasta obtener una rugosidad  $R_t$  de 16  $\mu\text{m}$  y tiene como esfuerzo a la rotura  $\sigma_B = 690 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right]$ ,  $C_s$  resulta ser 0,85.

- **Coeficiente de tamaño ( $C_t$ ):**

El diámetro en la sección es de 25 mm y la carga es de flexión,  $C_t$  resulta 0,79

- **Coeficiente de temperatura ( $C_{\text{temp}}$ ):**

Para una temperatura de operación de 20 °C,  $C_{\text{temp}}$  es 1.

- **Coeficiente de carga ( $C_{carga}$ ):**

Para carga de flexión le corresponde 1.

- **Coeficiente de confiabilidad ( $C_c$ ):**

Asumiendo que el material cumple con su resistencia a la fluencia y rotura,  $C_c$  es 1.

Ahora que ya se conoce los coeficientes aumentadores, ya se puede calcular el esfuerzo alternante real según la ecuación 3.26.

$$\sigma'_a = \frac{\beta_K}{C_s \cdot C_t \cdot C_{temp} \cdot C_{carga} \cdot C_c} \cdot \sigma_a \quad (3.26)$$

Reemplazando en la ecuación 3.26:

$$\sigma'_{fa} = \frac{1,4}{0,85 \times 0,79} \times 5,8 = 12,1 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$$

### 3.5.2 Análisis de la sección E por torsión pulsante

Del cálculo a fluencia ya se tiene el esfuerzo debido al momento torsor:  $\tau_t = 11,8 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$ .

Por tanto se tiene que :  $\tau_{ts} = 11,8 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$  y  $\tau_{ti} = 0$ , reemplazando en la ecuación 3.23:

$$\tau_{tm} = 5,9 \text{ y } \tau_{ta} = 5,9 \frac{N}{mm^2}.$$

**Coeficientes aumentadores:**

- Factor efectivo de concentración de esfuerzos ( $\beta_K$ )

El factor  $\alpha_K$  depende de:

$$\frac{r}{d} = \frac{0,3}{25} = 0,012 \quad \text{y} \quad \frac{D}{d} = \frac{30}{25} = 1,2$$

Del anexo 5, para carga de torsión, el  $\alpha_K$  resulta 2,2.

Reemplazando en la ecuación 3.24:

$$\beta_K = 1 + 0,23 \cdot (2,2 - 1) = 1,276$$

- Coeficiente de superficie ( $C_s$ ): 0,85
- Coeficiente de tamaño ( $C_t$ ):

El diámetro en la sección es de 25 mm y la carga es de torsión,  $C_t$  resulta 0,79.

- Coeficiente de temperatura ( $C_{temp}$ ): 1
- Coeficiente de carga ( $C_{carga}$ ): 1
- Coeficiente de confiabilidad ( $C_c$ ): 1

Ahora que ya se conoce los coeficientes aumentadores ya se puede calcular el esfuerzo alternante real reemplazando valores en la ecuación 3.26.

$$\tau'_{ta} = \frac{1,276}{0,85 \times 0,79} \times 5,9 = 11,2 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$$

La sección "E" es sometida a esfuerzos combinados de torsión y flexión, se procedió a hallar los esfuerzos equivalentes medio y alternante según la ecuación 3.22.

$$\sigma'_{eqa} = \sqrt{\sigma'_{fa}{}^2 + 3 \cdot (\tau'_{ta})^2} = \sqrt{12,1^2 + 3 \times (11,2)^2} = 22,9 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{\sigma_{fm}^2 + 3 \cdot (\tau_{tm})^2} = \sqrt{0^2 + 3 \times (5,9)^2} = 10,2 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$$

Para determinar el factor de seguridad a la fatiga se tiene la ecuación 3.27.

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma'_{eqa}}{\sigma_{alt}} + \frac{\sigma_{eqm}}{\sigma_B} \quad (3.27)$$

$$\frac{1}{FS} = \frac{22,9}{0,5 \times 690} + \frac{10,2}{690} \rightarrow FS = 12,3 > FS_R = 2,5$$

El factor de seguridad a la fatiga resulta ser 12,3 que es mayor al factor de seguridad recomendado FSR de 2,5 para materiales sujetos a cargas y esfuerzos que pueden calcularse, lo ultimo descrito se especifica en la tabla 1.6 de Rodriguez [8].

### Análisis de la sección "F" por torsión pulsante

#### Sección F:

$$\phi_{eje} = 20 \text{ [mm]} \quad \text{y} \quad M_t = 36 \text{ [N.m]}$$

$$\tau_t = \frac{16 \times M_t \text{ [N-mm]}}{\pi \times d^3 \text{ [mm}^3\text{]}} = \frac{16 \times 36 \times 10^3}{\pi \times 20^3} = 23 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$$

Reemplazando en la ecuación 3.23 se obtiene:

$$\tau_{tm} = 11,5 \quad \text{y} \quad \tau_{ta} = 11,5 \left[ \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$$

#### Coeficientes aumentadores:

- Factor efectivo de concentración de esfuerzos ( $\beta_K$ )

Del anexo 5, en la tabla 3.9 para unión mediante chaveta, el  $\beta_K$  para torsión resulta ser 1,6.

- Coeficiente de superficie ( $C_s$ ): 0,85
- Coeficiente de tamaño ( $C_t$ ):

El diámetro en la sección es de 20 mm y la carga es de torsión,  $C_t$  resulta 0,82.

Reemplazando valores en la ecuación 3.26:

$$\tau'_{ta} = \frac{1,6}{0,85 \times 0,82} \times 11,5 = 26,4 \left[ \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$$

Ahora como la sección "F" es sometida a torsión pulsante

$$\sigma'_{eqa} = \sqrt{\sigma'_{fa}{}^2 + 3 \cdot (\tau'_{ta})^2} = \sqrt{0^2 + 3 \times (26,4)^2} = 45,7 \left[ \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{\sigma_{fm}^2 + 3 \cdot (\tau_{tm})^2} = \sqrt{0^2 + 3 \times (11,5)^2} = 20 \left[ \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$$

Para determinar el factor de seguridad a la fatiga se reemplaza en la ecuación 3.27.

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma'_{eqa}}{\sigma_{alt}} + \frac{\sigma_{eqm}}{\sigma_B} = \frac{45,7}{0,5 \times 690} + \frac{20}{690} \rightarrow FS = 6,2 > FS_R = 2,5$$

El factor de seguridad a la fatiga en la sección "F" resulta ser 6,2 que es mayor al factor de seguridad de 2,5 recomendado cuando las cargas se pueden medir [8].

### 3.6 Selección de la chaveta para polea conducida

La transmisión de torque entre la polea conducida y el árbol de transmisión del sistema de corte se da por chaveta.

La selección se basa en las chavetas normalizadas por la norma DIN 6885A, en el anexo 3 se tiene las dimensiones estandarizadas. En la figura 3.13 se muestra las dimensiones características de la unión por chaveta que se ha considerado para la selección.

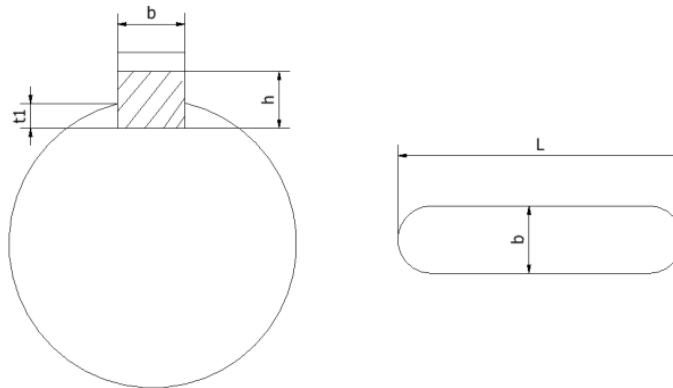


Figura 3. 13. Dimensiones de chaveta según DIN 6885A

Según el anexo 3, para el diámetro de eje del árbol de 20 mm le corresponde las siguientes medidas: ancho “b”= 6 mm, altura “h”=6 mm, “t1”=3,5 mm; se escogió la longitud de chaveta “L”=36 mm.

El cubo en este caso es el cubo de la polea, cuyo material es fundición gris GG-20. Según Paulsen [10] la presión admisible de aplastamiento del hierro fundido GG es 50 N/mm<sup>2</sup>, para que no falle el cubo por aplastamiento se debe cumplir la ecuación 3.28.

$$L_{ef}[\text{mm}] \geq \frac{2 \times M_t[\text{N.mm}]}{\phi[\text{mm}] \cdot t[\text{mm}] \cdot P_{adm}[\text{N/mm}^2]} \quad (3.28)$$

$$L_{ef} = L - b = 36 - 6 = 30 \text{ [mm]}$$

$$t = h - t1 = 6 - 3,5 = 2,5 \text{ [mm]}$$

Reemplazando valores en la ecuación 3.28.

$$30 \geq \frac{2 \times 36 \times 1000}{20 \times 2,5 \times 50} = 28,8$$

Por lo tanto se usa una chaveta de longitud  $L=36$ , ancho  $b=6$ , altura  $h=6$  mm.

En la tabla 3.1 se muestra el resumen del cálculo de verificación para las tres uniones por chaveta existentes en la máquina.

Tabla 3. 1. Resumen de cálculo de verificación de chavetas.

	Unión en la polea grande	Unión en la polea pequeña	Unión en el disco corte
Diámetro del eje [mm]	20	28	20
Ancho b [mm]	6	8	6
Altura h [mm]	6	7	6
t1 [mm]	3,5	4	3,5
Longitud L [mm]	36	30	25
$t = h - t_1$	2,5	3	2,5
$L_{ef} = L - b$	<b>30</b>	<b>22</b>	<b>19</b>
$M_t$ [N.mm]	36000	7200	36000
$P_{adm}$ del cubo [N/mm <sup>2</sup> ]	50	50	100
$L_{ef}^* = 2M_t / (\varphi \times t \times P_{adm})$	<b>28,8</b>	<b>3,43</b>	<b>14,4</b>
$L_{ef} > L_{ef}^*$	si	si	si

### 3.7 Selección de rodamientos

El árbol de transmisión es montado sobre 2 apoyos, los cuales se han considerado que están sometidos a fuerza radial, por ello se elige usar rodamientos rígido de bolas y por la simetría del árbol ambos son iguales.

Según el diagrama de fuerzas cortantes de la figura 3.11, el rodamiento que está situado cerca a la polea (punto "C") es el que esta solicitado a mayor carga radial. A continuación, se calcula la vida nominal básica del rodamiento seleccionado según el ejemplo de cálculo de la empresa SKF [12].

Se ha seleccionado el rodamiento rígido de bolas de una hilera, cuyo código es: W61805-2RS1.

Del anexo 6 se obtuvieron las propiedades del rodamiento:

- Capacidad de carga estática:  $C_o = 2600$  [N]
- Capacidad de carga dinámica:  $C = 4360$  [N]



Carga radial en el apoyo: del DFC de la figura 3.11 se observa que el punto “C” es sometido a 2 fuerzas perpendiculares de 149 y 253 [N].

Entonces: 
$$F_r = \sqrt{149^2 + 253^2} = 293 \text{ [N]}$$

Se considera que durante el corte del camote, la fuerza axial generada sobre el árbol es mínima comparada con la fuerza radial. Por lo tanto, la carga dinámica equivalente “P” para efecto de cálculo se considera puramente radial e igual a 293 N.

La vida nominal básica para una confiabilidad de 90 % es:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad (3.29)$$

$$L_{10} = \left(\frac{4360}{293}\right)^3 = 3295 \text{ millones de revoluciones.}$$

En horas de funcionamiento:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \times n} \times L_{10} = \frac{10^6}{60 \times 350} \times 3295 = 156\,904 \text{ horas}$$

Si la máquina trabajase 8 horas al día y todos los días del año, el rodamiento duraría 54 años, este tiempo de vida es elevado, sin embargo, en el catalogo de SKF para el diámetro interior de 25 mm, este rodamiento es el que tiene la más baja capacidad de carga estática y dinámica.

### 3.8 Diseño de la cuchilla

En el diseño de la cuchilla, se ha decidido usar cuchillas no curvas, es decir, rectangulares por motivos de simplicidad en su fabricación y en el afilado.

#### 3.8.1 Geometría de la cuchilla

Para el dimensionamiento se empezó por establecer el ancho (160 mm) y alto (50) de la cuchilla, ello definido por el diámetro máximo del camote, el cual es de 90mm, luego se definió el espesor de 2 mm y el ángulo de filo de  $12^\circ$ . La cuchilla se sujeta al disco de corte por medio de 2 tornillos M6x20; los tornillos se han ubicado cerca al filo, ello para evitar que el filo de la cuchilla este en voladizo.

En la figura 3.14 se muestra las dimensiones de la cuchilla; en la figura 3.15 se muestra el detalle de la forma del corte del camote.

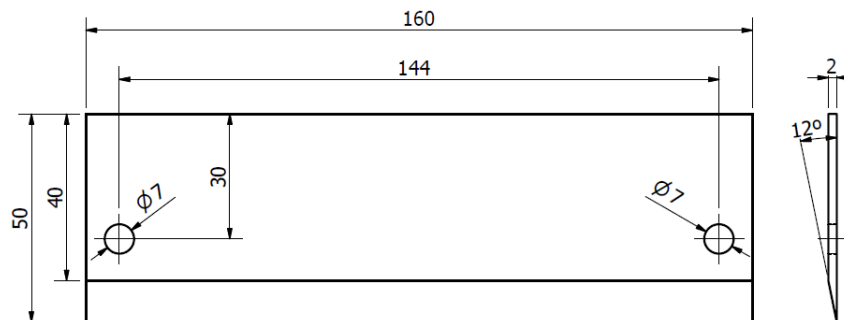


Figura 3. 14. Dimensiones de la cuchilla

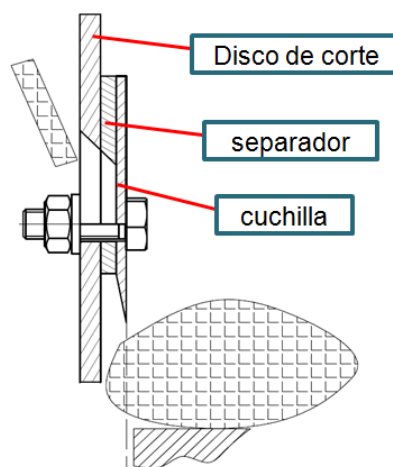


Figura 3. 15. Esquema del corte realizado al camote

### 3.8.2 Fuerzas actuantes sobre la cuchilla

Durante el corte, en el filo de la cuchilla se presentan dos fuerzas:  $F_{1y}$  y  $F_{1z}$ . La fuerza  $F_{1y}$  ya se conoce de la medición de la fuerza de corte y su valor es de 288 N. Para hallar la fuerza transversal  $F_{1z}$  se procedió a resolver el DCL en el filo de la cuchilla, cuyo detalle se muestra en la parte derecha de la figura 3.16.

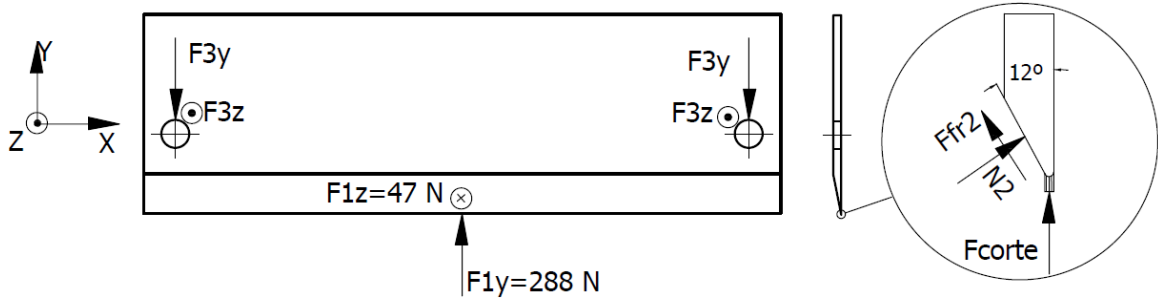


Figura 3. 16. D.C.L. de la cuchilla

Igualando fuerzas en el eje “Y”, y en el eje “Z”.

$$F_{1y} = F_{corte} + N_2 \times \text{sen}(12^\circ) \tag{\alpha}$$

$$F_{1z} = N_2 \times \text{cos}(12^\circ) - F_{fr2} \times \text{sen}(12^\circ) \tag{\beta}$$

Además de la condición de rozamiento y considerando un coeficiente de fricción dinámico entre el camote y el acero de 0,33, se tiene la siguiente relación.

$$F_{fr2} = \mu \times N_2 \tag{\gamma}$$

Se revisó el modelo de Merchant para poder obtener alguna relación entre las fuerzas paralela y transversal al corte; sin embargo, este modelo matemático considera condiciones ideales como corte ortogonal y filo de la cuchilla totalmente agudo, por lo tanto, el modelo no es efectivo para un caso real, se procedió a asumir la relación que se da a continuación, ello para poder obtener la fuerza transversal  $F_{1z}$ .

$$N_2 = 0,2 \times F_{corte} \tag{\delta}$$

Se conoce que:  $F_{1y} = 288$  [N] ,  $\mu = 0,33$  , luego relacionando las ecuaciones  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$ ,  $\delta$ , se obtiene:  $F_{1z} = 47$  [N].

Ahora que ya se conoce  $F_{1y}$ ,  $F_{1z}$ , se puede resolver el D.C.L. de la cuchilla mostrado en la figura 3.16, haciendo sumatoria de fuerzas en el eje “Y”, y en el eje “Z” se obtiene

la fuerzas:  $F_{3Y} = 144 \text{ [N]}$  ,  $F_{3Z} = 23 \text{ [N]}$ , estos valores se usarán luego en el cálculo de tornillos ya que actúan como fuerzas externas sobre las uniones atornilladas.

### 3.8.3 Cálculo a resistencia.

En la figura 3.17 se observa que el punto “A” está sometido al mayor momento flector, por lo tanto es el punto crítico. El momento flector generado por la fuerza  $F_{1y}$  hace que la cuchilla se deforme en el plano X-Y como se muestra en la figura 3.17, el filo estará sometido a compresión y el otro extremo a tracción.

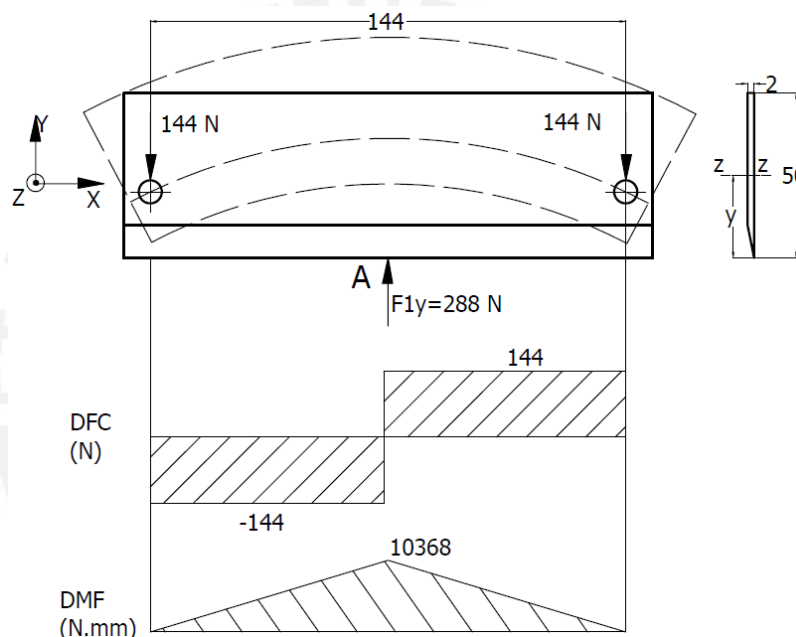


Figura 3. 17. Diagrama de momentos flectores y cortante de la cuchilla

**Punto A:**

$$\sigma_f = \frac{M_f[\text{N.mm}] \times C[\text{mm}]}{I_{z-z} [\text{mm}^4]} = \frac{10368 \times 27,5}{\frac{1}{12} \times 2 \times 45^3} = 18,8 \left[ \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$$

$$\tau_c = \frac{F_{1y}[\text{N}]}{Ac [\text{mm}^2]} = \frac{288}{2 \times 45} = 3,2 \left[ \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$$

El esfuerzo equivalente según Von Mises es:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3(\tau_c^2)} = \sqrt{18,8^2 + 3(3,2^2)} = 19,6 \left[ \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$$

El material elegido para la cuchilla es el acero inoxidable martensítico AISI 420, el cual es adecuado para cuchillas ya que tiene elevada dureza y tiene facilidad de

maquinado, su esfuerzo de fluencia es de 345 Mpa. Se ha considerado un factor de seguridad recomendado de 5 por tratarse de un elemento crítico en la máquina.

Hallando el factor de seguridad:

$$FS = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_{eq}} = \frac{345}{19,6} = 17,6 \geq FS_R = 5$$

### 3.8.4 Cálculo por fatiga

Para el cálculo por fatiga se ha despreciado el efecto del esfuerzo cortante, el punto “A” es sometido a esfuerzos pulsantes. Del cálculo por resistencia ya se tiene el esfuerzo por momento flector:  $\sigma_f = 18,8 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$ , por lo tanto se tiene que:

$\sigma_{fs} = 18,8 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$  y  $\sigma_{fi} = 0$ , reemplazando en la ecuación 3.23 se obtiene:

$$\sigma_{fm} = 9,4 \text{ y } \sigma_{fa} = 9,4 \left[ \frac{N}{mm^2} \right].$$

Tabla 3. 2. Resumen factores aumentadores – calculo fatiga de cuchilla.

Factor aumentador	símbolo	valor	Comentario
Factor de concentrador de esfuerzos	$\beta_K$	5	Se castiga con el mayor coeficiente encontrado en gráficas
Coeficiente de superficie	$C_s$	0,7	$R_t$ de 100 $\mu m$ y $\sigma_B = 690 \text{ N/mm}^2$
Coeficiente de tamaño	$C_t$	1	Espesor de cuchilla menor a 10 mm
Coeficiente de temperatura	$C_{temp}$	1	20° C
Coeficiente de carga	$C_{carga}$	1	Flexión
Coeficiente de confiabilidad	$C_c$	1	

Ahora que ya se conoce los coeficientes aumentadores mostrados en la tabla 3.2 ya se puede calcular el esfuerzo alternante real reemplazando en la ecuación 3.26.

$$\sigma'_a = \frac{\beta_K}{C_s \cdot C_t \cdot C_{temp} \cdot C_{carga} \cdot C_c} \times \sigma_a$$

$$\sigma'_{fa} = \frac{5}{0,7} \times 9,4 = 67 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$$

Para determinar el factor de seguridad a la fatiga se reemplaza en la ecuación 3.27.

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma'_{eqa}}{\sigma_{alt}} + \frac{\sigma_{eqm}}{\sigma_B} = \frac{67}{0,5 \times 690} + \frac{9,4}{690} \rightarrow FS = 4,8$$

El factor de seguridad a la fatiga resulta ser 4,8 que es mayor al factor de seguridad recomendado FSR de 2,5 para materiales sujetos a cargas que pueden calcularse.

### 3.9 Cálculo del cordón de soldadura en el disco de corte

Como ya se mencionó anteriormente las cuchillas están montadas sobre un disco de corte. El momento torsor necesario para realizar el corte es transmitido del cubo hacia el disco de corte mediante un cordón de soldadura, el cual se muestra en la figura 3.18.

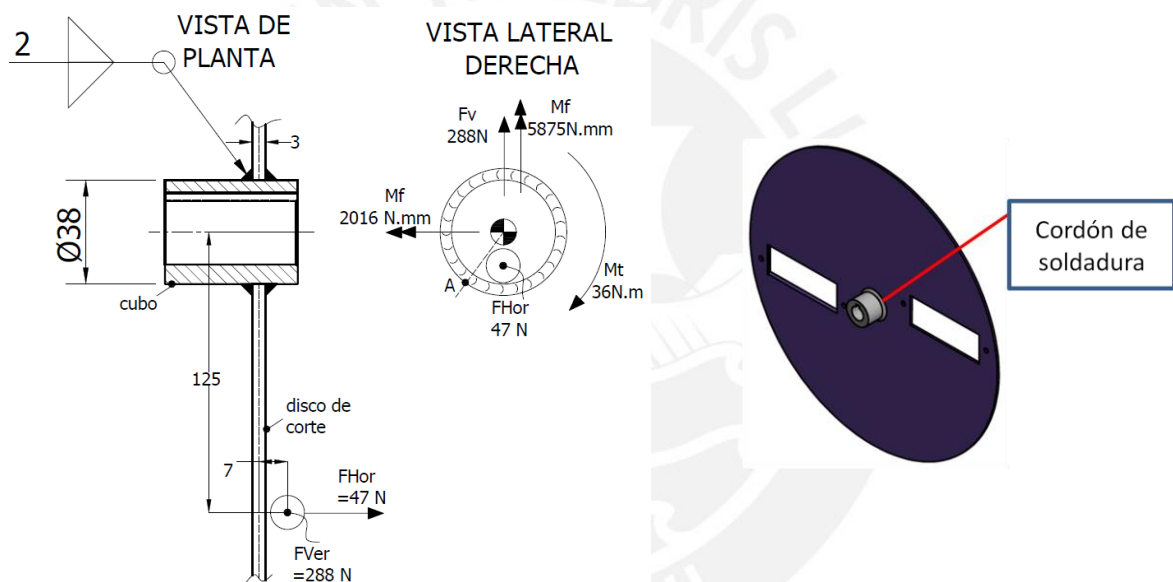


Figura 3. 18. DCL del cordón de soldadura que une un cubo y disco de corte

Las fuerzas producidas durante el corte  $F_{hor}$  y  $F_{ver}$  generan las siguientes fuerzas y momentos sobre el cordón de soldadura:

La fuerza vertical  $F_{ver}$  de 288 N genera:

- Fuerza cortante  $F_v$  de 288 N.
- Momento torsor  $M_t = (288 \text{ N}) \times (125 \text{ mm}) = 36\,000$  [N.mm].
- Momento flector  $M_f = (288 \text{ N}) \times (7 \text{ mm}) = 2016$  [N.mm].

La fuerza horizontal  $F_{hor}$  de 47 N genera:

- Fuerza normal de tracción  $F_{hor}$  de 47 N.
- Momento flector  $M_f = (47 \text{ N}) \times (125 \text{ mm}) = 5875$  [N.mm].

El cálculo del cordón se basa en el Eurocódigo 3; por recomendación, el espesor máximo de garganta debe ser menor a 0,7 veces el espesor de la plancha más delgada a unir, en este caso el elemento más delgado es el disco de corte y tiene 3 mm de espesor. Por lo tanto, se usa un espesor de garganta “a” de 2 mm.

### 3.9.1 Verificación de cordón considerando esfuerzos estáticos

En la figura 3.18 se observa que hay 2 momentos flectores actuantes, los cuales generar un momento resultante de 6211 N.m. A continuación se calcula los esfuerzos en el punto “A” ya que es el punto crítico.

- Esfuerzo cortante paralelo al cordón y producido por torsión  $\tau_{at}$ :

$$\tau_{at}(r) = \frac{M_t \times r}{I_0}$$

$$I_0 = 2 \times \frac{\pi}{32} \times ((d + 2a)^4 - d^4)$$

$$I_0 = 2 \times \frac{\pi}{32} \times ((38 + 2 \times 2)^4 - 38^4) = 201\,564 \text{ [mm}^4\text{]}$$

$$r = \frac{d}{2} + a = \frac{38}{2} + 2 = 21 \text{ [mm]}$$

$$\tau_{at}(r = 21) = \frac{36\,000 \times 21}{201\,564} = 3,75 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

- Esfuerzo normal producido por flexión  $\sigma_f$ :

$$\sigma_f = \frac{M_f \times Y}{I}$$

$$I = \frac{\pi}{4} \times (r_e^4 - r_i^4) = \frac{\pi}{4} \times (21^4 - 19^4) = 50\,391 \text{ [mm}^4\text{]}$$

$$\sigma_f = \frac{6211 \times 21}{50\,391} = 2,59 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

- Esfuerzo normal producido por fuerza normal  $\sigma_n$ :

$$\sigma_n = \frac{F}{A} = \frac{47}{0,25 \times \pi \times (42^2 - 38^2)} = 0,19 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

- Esfuerzo cortante por fuerza transversal al cordón  $\tau_{nc}$ :

$$\tau_{nc} = \frac{F_c}{A} = \frac{288}{0,25 \times \pi \times (42^2 - 38^2)} = 1,15 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

Para calcular el esfuerzo equivalente se ha utilizado la hipótesis experimental definida por la ecuación 3.30.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 1,8(\tau_n^2 + \tau_a^2)} \quad (3.30)$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(2,59 + 0,19)^2 + 1,8 \times (1,15^2 + 3,75^2)} = 5,95 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

Para hallar el esfuerzo admisible se utiliza la ecuación 3.31, donde:

- $v$ : es el factor de carga estática, en este caso se trata de soldadura en ángulo y le corresponde 0,8.
- $v_2$ : es el factor de calidad de la unión, para una calidad media II, le corresponde 0,8. Este coeficiente y los correspondientes al cálculo de soldadura se adjuntan en el anexo 7.

$$\sigma_{adm} = v \times v_2 \times \sigma_F / FS_R \quad (3.31)$$

$$\sigma_{adm} = 0,8 \times 0,8 \times \frac{345}{2} = 110 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

Por lo tanto,  $\sigma_{eq} = 5,95 < \sigma_{adm} = 110$ , el cordón no falla.

### 3.9.2 Verificación de cordón considerando esfuerzos fluctuantes

El cordón de soldadura es sometido a fuerzas pulsantes, lo que genera esfuerzos inferiores y superiores, a continuación se lista los esfuerzos medios y alternantes:

$$\tau_{nm} = \tau_{na} = 0,58 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\tau_{am} = \tau_{aa} = 1,88 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{fm} = \sigma_{fa} = 1,3 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

Los esfuerzos alternantes son afectados por sus respectivos concentradores de esfuerzos, los cuales se adjuntan en el anexo 7.

$$\tau'_{na} = \frac{\tau_{na}}{v_{1c}} = \frac{0,58}{0,22} = 2,63 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\tau'_{aa} = \frac{\tau_{aa}}{v_{1c}} = \frac{1,88}{0,22} = 8,55 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma'_{fa} = \frac{\sigma_{fa}}{v_{1f}} = \frac{1,3}{0,11} = 11,82 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$



Ahora se calcula el esfuerzo equivalente medio  $\sigma_{eqm}$  y alternante  $\sigma_{eqa}$ , reemplazando valores en la ecuación 3.30.

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{1,3^2 + 1,8(0,58^2 + 1,88^2)} = 2,94 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma'_{eqa} = \sqrt{11,82^2 + 1,8(2,63^2 + 8,55^2)} = 16,84 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

Primera verificación:

$$\sigma'_{eqa} \leq v_2 \times \sigma_A / FSR$$

$$16,84 \leq 0,8 \times \frac{345}{2} = 138$$

Segunda verificación:

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma'_{eqa}}{v_2 \times \sigma_{alt}} + \frac{\sigma_{eqm}}{\sigma_B} \tag{3.32}$$

$$\frac{1}{FS} = \frac{16,84}{0,8 \times (0,5 \times 690)} + \frac{2,94}{690} \rightarrow FS_{fatiga} = 15,3$$

### 3.10 Cálculo de la velocidad crítica

El árbol de transmisión tiene montado en sus dos extremos dos masas similares a un disco: la primera, el disco de corte; la segunda, la polea, cuya disposición se muestra en la figura 3.19.

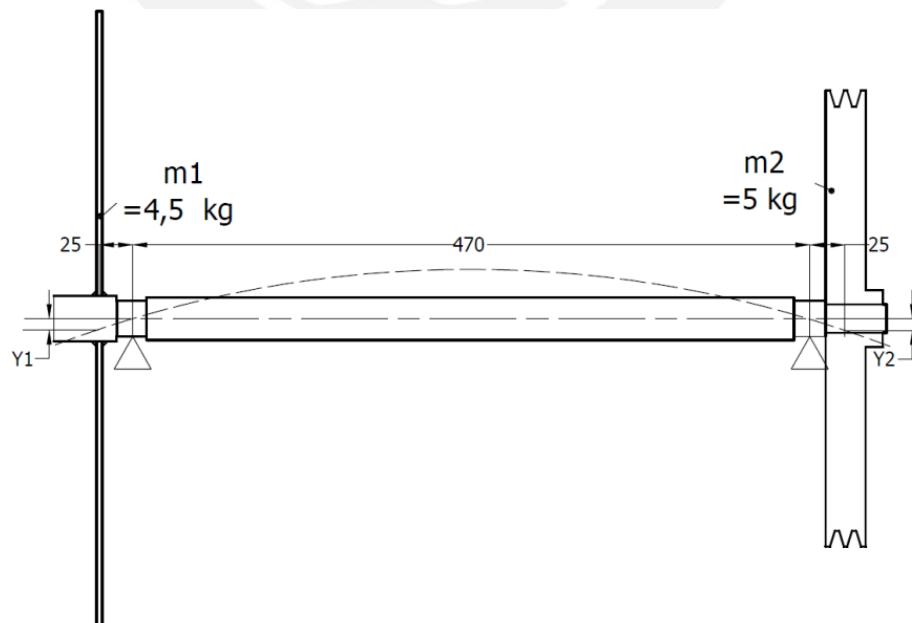


Figura 3. 19. Esquema de árbol de transmisión con los dos masas en voladizo

Según la teoría de vibraciones cuando un rotor gira a una velocidad cercana a su velocidad crítica o de resonancia, el rotor oscilará transversalmente con amplitudes muy altas, lo cual es indeseable.

Para hallar la velocidad crítica del sistema rotor y masas se ha usado el método de Rayleigh [14], para calcular la velocidad crítica se usa la ecuación 3.33.

$$\omega_{\text{crítico}}^2 = \frac{g \times \sum_{i=1}^n M_i \times Y_i}{\sum_{i=1}^n M_i \times Y_i^2} \quad (3.33)$$

$$\omega_{\text{crítico}} = \sqrt{\frac{g \times (m_1 \times Y_1 + m_2 \times Y_2)}{m_1 \times Y_1^2 + m_2 \times Y_2^2}}$$

Donde:  $Y_1$ ,  $Y_2$  son las deflexiones del eje en las posiciones donde se encuentra las masas  $m_1$  y  $m_2$ . Para calcular  $Y_1$ ,  $Y_2$  se recurre a las ecuaciones 3.8 y 3.12, las cuales se determinaron anteriormente para graficar la curva elástica del árbol de transmisión en el apartado 3.3.1.

Reemplazando en la ecuación 3.8:

$$E \cdot I \cdot Y_1 = -F_1 \cdot \frac{X^3}{6} + C_1 \cdot X + C_2$$

$$(2 \times 10^5) \cdot (0,25 \times \pi \times 12,5^4) \cdot Y_1 = -10 \ 110 \ 660$$

$$Y_1 = -0,00264 \text{ [mm]}$$

Reemplazando en la ecuación 3.12:

$$E \cdot I \cdot Y_2 = \frac{P \cdot (X - a)^3}{6} - F_1 \cdot \frac{X^3}{6} + \frac{Q \cdot (X - a - b)^3}{6} + C_5 \cdot X + C_6$$

$$(2 \times 10^5) \cdot (0,25 \times \pi \times 12,5^4) \cdot Y_2 = -9 \ 779 \ 127$$

$$Y_2 = -0,00255 \text{ [mm]}$$

Ahora reemplazando en la ecuación 3.33.

$$\omega_{\text{critico}} = \sqrt{\frac{9,8 \times (4,5 \times 0,00264 \times 10^{-3} + 5 \times 0,00255 \times 10^{-3})}{4,5 \times (0,00264 \times 10^{-3})^2 + 5 \times (0,00255 \times 10^{-3})^2}} = 1944 \text{ [rad/s]}$$

$$n_{\text{critico}} = 1944 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \times \frac{1 \text{ rev}}{2\pi \text{ rad}} \times \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} = 18 \ 563 \text{ rpm} \gg n_{\text{trabajo}} = 350 \text{ rpm}$$

La velocidad crítica resulta ser 18 563 rpm y el sistema de corte gira a 350 rpm, lo cual verifica que el sistema se encuentra en el rango sub-crítico y por lo tanto no entrará en resonancia.

### 3.11 Cálculo de la estructura

La estructura ha sido diseñada para que en ella se puedan montar el motor eléctrico, los apoyos y el dosificador, ella se muestra en la figura 3.20. La mayor parte de la estructura es hecha de tubo cuadrado ASTM A36 de 20x20x2 mm; los apoyos estas montados sobre perfiles U 30x15 mm; el motor eléctrico esta soportado sobre perfiles U 40x20 mm.

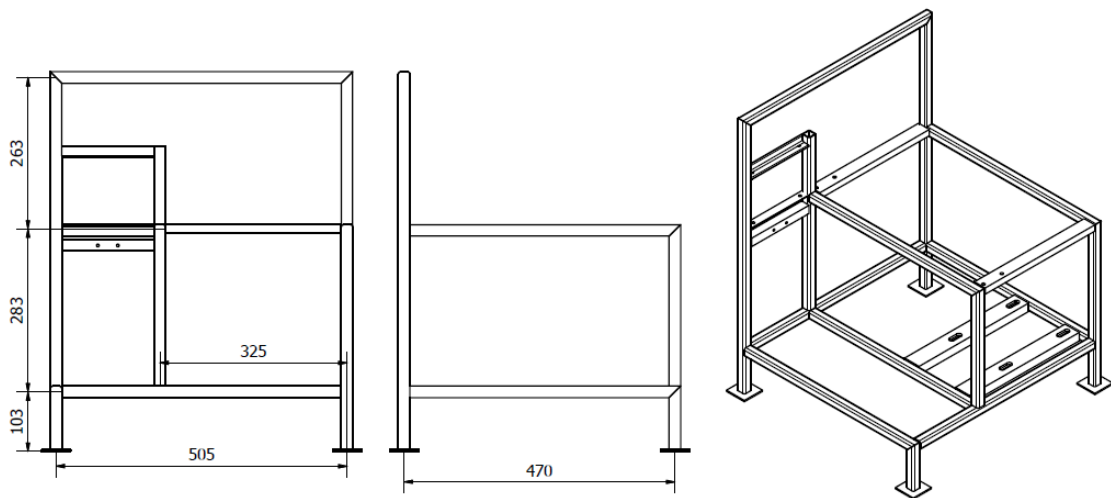


Figura 3. 20. Estructura metálica en isométrico y vistas principales.

En el análisis de la estructura, no se ha considerado todos los perfiles, ya que algunos sirven para rigidizar y otros de soporte de accesorios. En el cálculo, se ha simplificado la estructura original al esquema de la figura 3.21, en esta figura se indica las fuerzas que se presentan durante el corte en 7 puntos; el primero, de 288 N debido a la fuerza de corte; las 4 siguientes: 263 N, 16 N, 174N, 269 N presentes en los apoyos; las cuatro últimas debido a la fuerza que se presentan en las patas del motor eléctrico, las cuales se ubican en los puntos 1, 2, 3, 4.

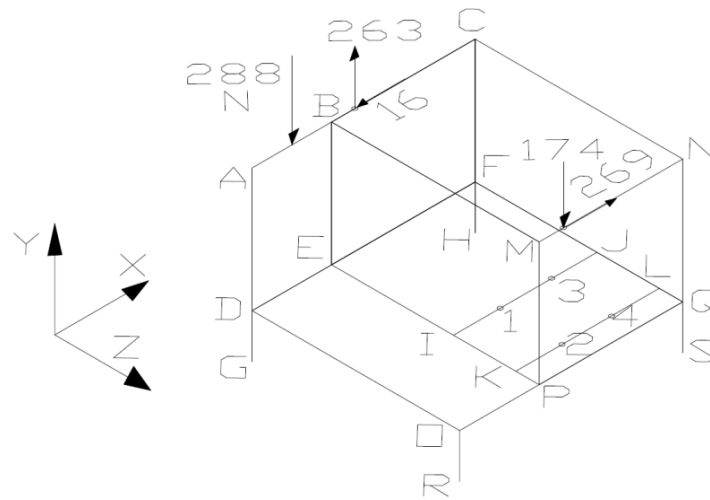


Figura 3. 21. Esquema simplificado de estructura y fuerzas actuantes

### 3.11.1 Determinación de fuerzas

Para hallar las 4 fuerzas que actúan sobre las patas del motor se procedió a resolver el DCL del motor, el cual se muestra en la figura 3.22.

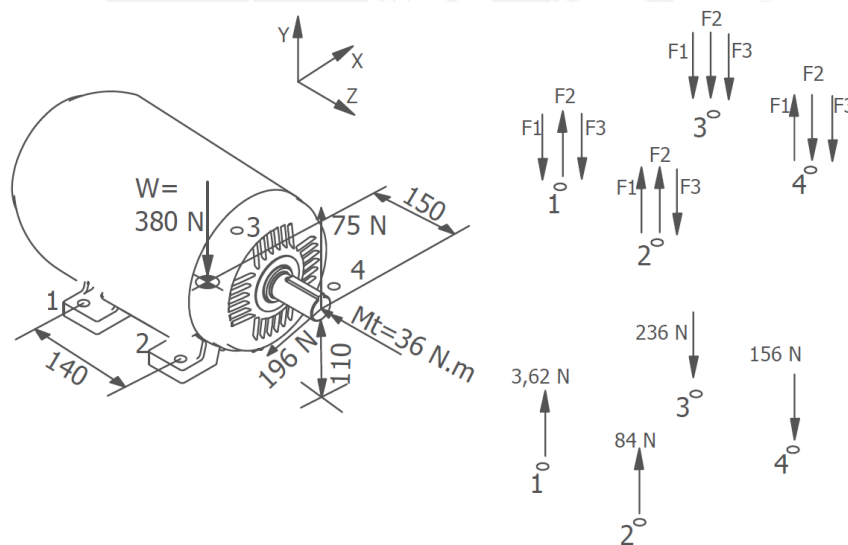


Figura 3. 22. DCL del motor eléctrico y fuerzas actuantes sobre la estructura

El motor tiene un peso de 380 N, y se ha trasladado las fuerzas y el momento torsor debido a la transmisión por faja hacia el eje del motor.

En la parte derecha superior de la figura 3.22 se muestra las fuerzas  $F_1$ ,  $F_2$ ,  $F_3$  que actúan sobre la estructura, y aplicando el principio de superposición sobre las tres fuerzas se obtuvo las fuerzas resultantes, las cuales se muestran en la parte inferior derecha de la misma figura.

- El momento flector producido por la fuerza de 75 N genera la fuerza F1

$$M_{f-75N} = (75 \text{ N}) \times (150 \text{ mm}) = 11\,250 \text{ [N. mm]}$$

Por otro lado, la fuerza F1 genera un par tal como se muestra en la figura 3.23, luego se igualó los momentos flectores según:

$$(2 F1) \times (140 \text{ mm}) = 11\,250 \text{ [N. mm]} \rightarrow F1 = 40,2 \text{ [N]}$$

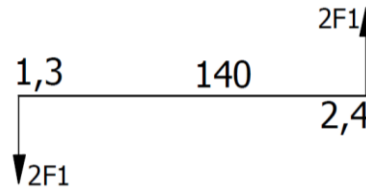


Figura 3. 23. Diagrama del par producido por la fuerza F1

- El momento torsor de 36 N.m genera la fuerza F2

La fuerza F2 genera un par tal como se muestra en la figura 3.24, luego se igualó los momentos según:

$$(2 F2) \times (150 \text{ mm}) = 36\,000 \text{ [N. mm]} \rightarrow F2 = 120 \text{ [N]}$$

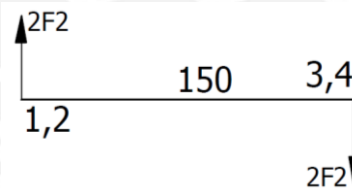


Figura 3. 24. Diagrama del par producido por la fuerza F2

- Fuerzas en el eje “Y” debido al peso del motor y la fuerza vertical de 75 N.

$$\sum F_Y = 0 \rightarrow 4 \times F3 = 380 - 75 \rightarrow F3 = 76,2 \text{ [N]}$$

- La fuerza de 196 N genera un momento torsor sobre el motor y en consecuencia se presenta la fuerza F4, la cual se muestra en la figura 3.25, se ha asumido que la fuerza se reparte en 4 partes iguales de 49 N sobre cada pata del motor.

$$M_{fr-196N} = (196 \text{ N}) \times (150 \text{ mm}) = 29\,400 \text{ N. mm}$$

Igualando momentos:

$$(4 F4) \times (103 \text{ mm}) = 29\,400 \text{ [N. mm]} \rightarrow F4 = 71,4 \text{ [N]}$$

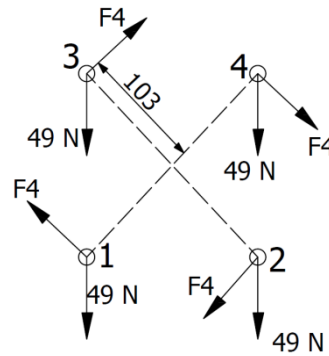


Figura 3. 25. Diagrama de fuerzas sobre las patas del motor en el plano X-Z (vista de planta)

### 3.11.1.1 Análisis de los perfiles I-J, K-L

A continuación se calcula las fuerzas actuantes en los distintos miembros estructurales. Para el análisis del perfil I-J, K-L se ha considerado que sus extremos son articulados; el DCL del perfil I-J se muestra en la figura 3.26.

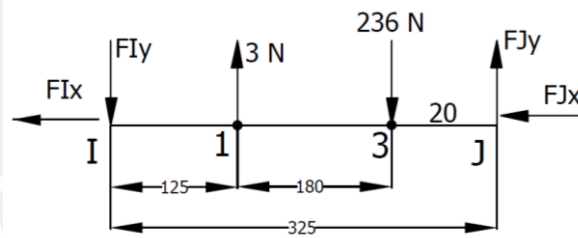


Figura 3. 26. DCL del perfil I-J que soporta el motor en los puntos 1 y 3.

En el eje "X" no hay fuerzas por lo tanto se tiene que:

$$F_{I_x} = F_{J_x} = 0 \text{ [N]}$$

$$\sum M_I = 0: \quad -236 \times 305 + F_{J_y} \times 325 = 0 \rightarrow F_{J_y} = 221,5 \text{ [N]}$$

$$\sum F_Y = 0: \quad F_{I_y} - 236 + 221 = 0 \rightarrow F_{I_y} = 15 \text{ [N]}$$

El DCL del perfil K-L se muestra en la figura 3.27.

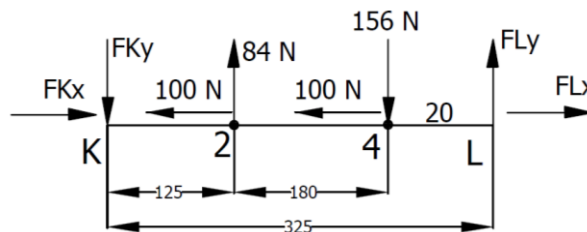


Figura 3. 27. DCL del perfil K-L que soporta el motor en los puntos 2 y 4.

En el eje “X” se tiene un sistema hiperestático, para calcular  $FK_x$  y  $FL_x$  se considera que la deformación longitudinal del segmento K-L es cero como si sus extremos estuviesen empotrados.

$$\delta_L = \delta_{FL_x} - \delta_{100N} - \delta_{100N} = 0$$

$$\frac{(FL_x) \times 325}{E \times A} - \frac{100 \times 125}{E \times A} - \frac{100 \times 305}{E \times A} = 0 \rightarrow FL_x = 132 \text{ [N]}$$

$$\sum F_x = 0: \quad FK_x - 100 - 100 + 132 = 0 \rightarrow FK_x = 68 \text{ [N]}$$

$$\sum M_K = 0: \quad 84 \times 125 - 156 \times 305 + FL_y \times 325 = 0 \rightarrow FL_y = 114 \text{ [N]}$$

$$\sum F_y = 0: \quad -FK_y + 84 - 156 + 144 = 0 \rightarrow FK_y = 42 \text{ [N]}$$

### 3.11.1.2 Análisis del perfil E-I-K-P

En la figura 3.28, se muestra el DCL del perfil E-I-K-P, donde se ha trasladado las fuerzas halladas recientemente en los perfiles I-J, K-L.

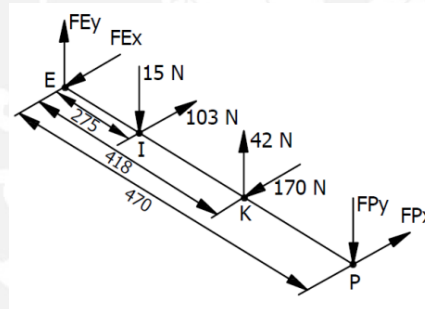


Figura 3. 28. DCL de perfil E-I-K-P

$$\sum M_{X \text{ en } E} = 0: \quad -15 \times 275 + 42 \times 418 - FP_y \times 470 = 0 \rightarrow FP_y = 28,6 \text{ [N]}$$

$$\sum F_y = 0: \quad FE_y - 15 + 42 - 28,6 = 0 \rightarrow FE_y = 1,6 \text{ [N]}$$

$$\sum M_{Y \text{ en } E} = 0: \quad 103 \times 275 - 170 \times 418 + FP_x \times 470 = 0 \rightarrow FP_x = 90,9 \text{ [N]}$$

$$\sum F_x = 0: \quad -FE_x + 103 - 170 + 90,9 = 0 \rightarrow FE_x = 23,9 \text{ [N]}$$

### 3.11.1.3 Análisis del perfil F-J-L-Q

En la figura 3.29 se muestra el DCL del perfil F-J-L-Q, donde se ha trasladado las fuerzas halladas recientemente en los perfiles I-J, K-L.

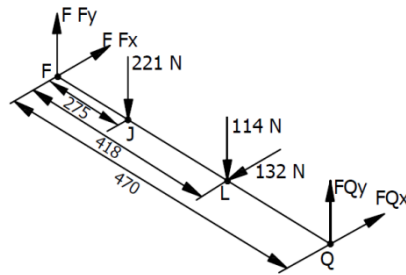


Figura 3. 29. DCL de perfil F-J-L-Q

$$\sum M_{X \text{ en } F} = 0: \quad -221 \times 275 - 114 \times 418 + F Q_y \times 470 = 0 \rightarrow F Q_y = 230,7 \text{ [N]}$$

$$\sum F_Y = 0: \quad F F_y - 221 - 114 + 230,7 = 0 \rightarrow F F_y = 104,3 \text{ [N]}$$

$$\sum M_Y \text{ en } F = 0: \quad -132 \times 418 + F Q_x \times 470 = 0 \rightarrow F Q_x = 117,4 \text{ [N]}$$

$$\sum F_x = 0: \quad F F_x - 132 + 117,4 = 0 \rightarrow F F_x = 14,6 \text{ [N]}$$

### 3.11.2 Verificación de falla por fluencia del perfil F-J-L-Q

Entre los perfiles E-I-K-P, F-J-L-Q, el segundo es el más crítico ya que está solicitado a mayores cargas, su diagrama de fuerzas y momentos se muestra en la figura 3.30.

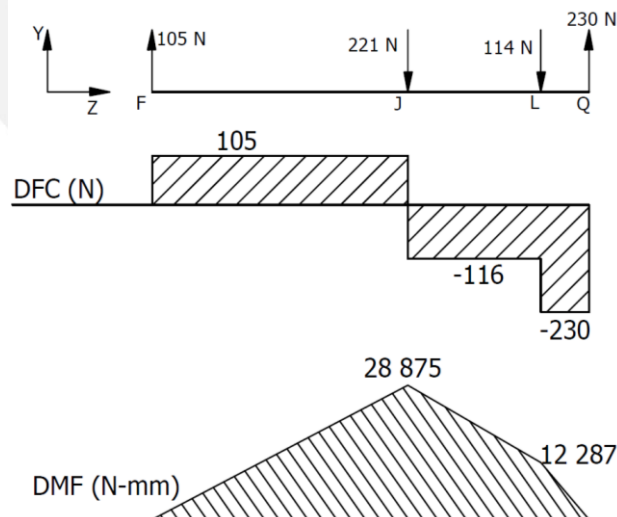


Figura 3. 30. DFC y DMF del perfil F-J-L-Q

El momento flector máximo se da en el punto "J", se comprobó ese punto.

$$\sigma_{f \text{ en } J} = \frac{M_f [\text{N} - \text{mm}] \times C [\text{mm}]}{I [\text{mm}^4]} = \frac{28\,875 \times 10}{0,692 \times 10^4} = 41,7 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$



$$\tau_c = \frac{F \text{ [N]}}{A \text{ [mm}^2\text{]}} = \frac{116}{1,34 \times 10^2} = 0,86 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3(\tau_c^2)} = \sqrt{41,7^2 + 3(0,86^2)} = 41,7 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{eq} = 41,7 < \sigma_{adm} = \frac{\sigma_F}{FS_R} = \frac{250}{2} = 125 \text{ [N/mm}^2\text{]} \rightarrow \text{no falla.}$$

### Análisis del perfil M-N

En la figura 3.31 se muestra el DCL del perfil M-N, donde se ha trasladado las fuerzas que se presentan en el apoyo.

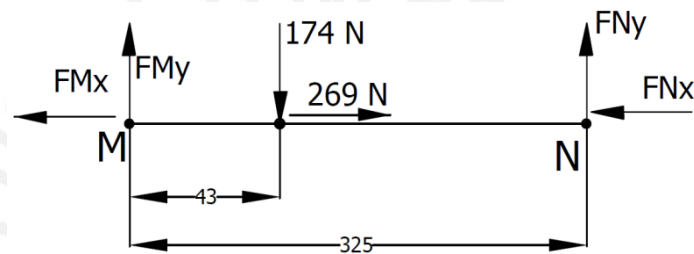


Figura 3. 31. DCL del perfil M-N

En el eje "X" se tiene un sistema hiperestático, para calcular  $FM_x$  y  $FN_x$  se considera que la deformación longitudinal del segmento M-N es cero como si sus extremos estuviesen empotrados.

$$\delta_N = -\delta_{FN_x} + \delta_{269N} = 0$$

$$-\frac{(FN_x) \times 325}{E \cdot A} + \frac{269 \times 43}{E \cdot A} = 0 \quad \rightarrow FN_x = 35,6 \text{ [N]}$$

$$\sum F_x = 0: \quad -FM_x + 269 - 35,6 = 0 \quad \rightarrow FM_x = 233,4 \text{ [N]}$$

$$\sum M_M = 0: \quad 174 \times 43 - FN_y \times 325 = 0 \quad \rightarrow FN_y = 23 \text{ [N]}$$

$$\sum F_y = 0: \quad FM_y - 174 + 23 = 0 \quad \rightarrow FM_y = 151 \text{ [N]}$$

### Análisis del perfil O-P-Q

En la figura 3.32 se muestra el DCL del perfil O-P-Q, donde en el punto "P" se ha colocado la suma de las fuerzas  $FM_y$  (151 N),  $FP_y$  (29 N).

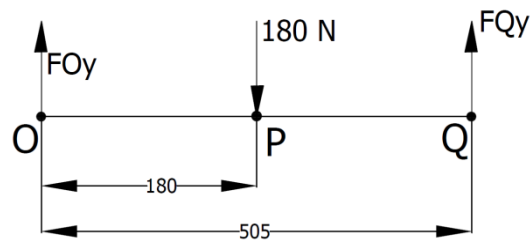


Figura 3. 32. DCL del perfil O-P-Q

$$\sum M_O = 0: \quad -180 \times 180 + F_{Qy} \times 505 = 0 \quad \rightarrow F_{Qy} = 64 \text{ [N]}$$

$$\sum F_Y = 0: \quad F_{Oy} - 180 + 64 = 0 \quad \rightarrow F_{Oy} = 116 \text{ [N]}$$

### 3.11.3 Verificación de falla por fluencia del perfil O-P-Q

Entre los perfiles O-P-Q, D-E-F, el primero es el más crítico ya que esta solicitado a mayores cargas, su diagrama de fuerzas y momentos se muestra en la figura 3.33.

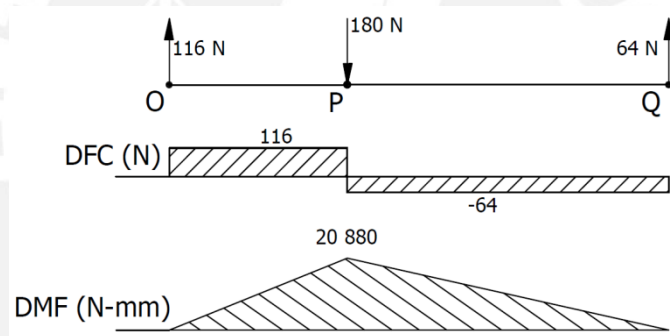


Figura 3. 33. DFC y DMF del perfil O-P-Q

El momento flector máximo se da en el punto "P", se comprobó ese punto.

$$\sigma_{f \text{ en P}} = \frac{M_f [\text{N} - \text{mm}] \times c [\text{mm}]}{I [\text{mm}^4]} = \frac{20\,880 \times 10}{0,692 \times 10^4} = 30,2 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\tau_c = \frac{F \text{ [N]}}{A \text{ [mm}^2\text{]}} = \frac{116}{1,34 \times 10^2} = 0,86 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3(\tau_c^2)} = \sqrt{30,2^2 + 3(0,86^2)} = 30,2 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{eq} = 30,2 < \sigma_{adm} = \frac{\sigma_F}{FS_R} = \frac{250}{2} = 125 \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad \rightarrow \text{no falla.}$$

### 3.11.4 Verificación de falla por pandeo del perfil M-P

El perfil M-P es el más largo de la estructura y es sometido a una fuerza de compresión de 151 N, se ha considerado que es articulado en ambos extremos y para el cálculo se empleó el método Omega.

Radio de giro: 
$$i_{y-y} = \sqrt{\frac{I[\text{mm}^4]}{A[\text{mm}^2]}} = \sqrt{\frac{0,692 \times 10^4}{1,34 \times 10^2}} = 7,2 \text{ [mm]}$$

Grado de esbeltez: 
$$\lambda = \frac{L_p \text{ [mm]}}{i_{y-y} \text{ [mm]}} = \frac{280}{7,2} = 39$$

De tabla para el grado de esbeltez 39, le corresponde:  $\omega = 1,13$

$$\sigma_n = \frac{F[\text{N}]}{A[\text{mm}^2]} = \frac{151}{1,34 \times 10^2} = 1,13 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{eq} = \omega \times \sigma_n = 1,13 \times 1,13 = 1,28 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

Para que no falle por pandeo se debe cumplir que:

$$1,28 = \sigma_{eq} < \frac{\sigma_F}{1,71} = \frac{250}{1,71} = 146 \rightarrow \text{no falla.}$$

### 3.11.5 Análisis por deflexión en el perfil F-J-L-Q

El perfil F-J-L-Q es el que es sometido a mayores esfuerzos en la estructura, basta comprobar este último. Según el DMF de la figura 3.30, el punto “J” es sometido al mayor momento flector, por lo tanto se halló la deflexión en ese punto. EL perfil es sometido a 2 fuerzas puntuales, se ha utilizado el principio de superposición para hallar la deformación total del punto “J”, el cual se esquematiza en la figura 3.34.

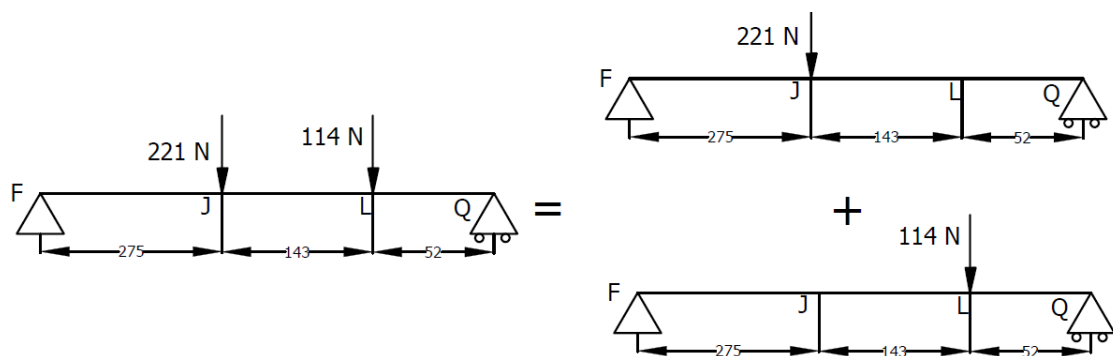


Figura 3. 34. Esquema del principio superposición aplicado al perfil F-J-L-Q para hallar la deflexión en el punto “J”.

Para determinar la deflexión individual de cada una de las fuerzas se ha recurrido a la ecuación de la curva elástica de la configuración mostrada en la figura 3.35. Utilizando la ecuación 3.34 se puede hallar la deflexión en cualquier punto ubicado a una distancia “X” del extremo izquierdo [15].

$$\delta = \frac{(P) \cdot (b) \cdot (X)}{6 \cdot E \cdot I \cdot L} \cdot (L^2 - b^2 - X^2) \quad (3.34)$$

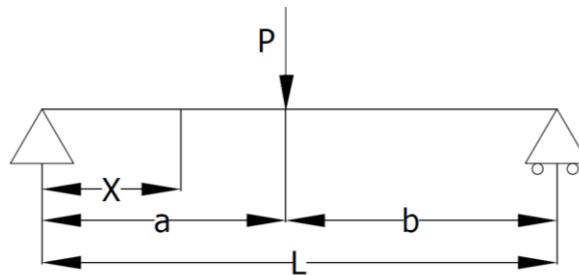


Figura 3. 35. Configuración de viga simplemente apoyada y sometida a la carga puntual “P”.

- Deflexión generada por la fuerza de 221 N

$$\delta_1 = \frac{(221) \times (195) \times (275)}{6 \times (2 \times 10^5) \times (0,692 \times 10^4) \times 470} \times (470^2 - 195^2 - 275^2) = 0,325 \text{ [mm]}$$

- Deflexión generada por la fuerza de 114 N

$$\delta_2 = \frac{(114) \times (52) \times (275)}{6 \times (2 \times 10^5) \times (0,692 \times 10^4) \times 470} \times (470^2 - 52^2 - 275^2) = 0,06 \text{ [mm]}$$

$$\delta_{\text{Total en J}} = \delta_1 + \delta_2 = 0,385 \text{ [mm]}$$

$$\delta^* = \frac{\delta_{\text{Total}} \text{ [mm]}}{L_{\text{entre apoyos}} \text{ [m]}} = \frac{0,385}{0,470} = 0,82 \left[ \frac{\text{mm}}{\text{m}} \right] < 1 \left[ \frac{\text{mm}}{\text{m}} \right]$$

La deflexión máxima recomendada por cada metro de longitud es de 1 mm/m, por lo tanto no falla por deflexión.

### 3.11.6 Verificación de unión por soldadura

Se analizó el perfil F-Q por ser el más crítico de la estructura, solo para el cálculo de soldadura se ha considerado que el perfil esta empotrado en ambos extremos, por lo tanto, se presentan los momentos flectores  $M_F$  y  $M_Q$ , los cuales han sido calculados en el anexo 8, los resultados se muestran en el DCL de la figura 3.36.

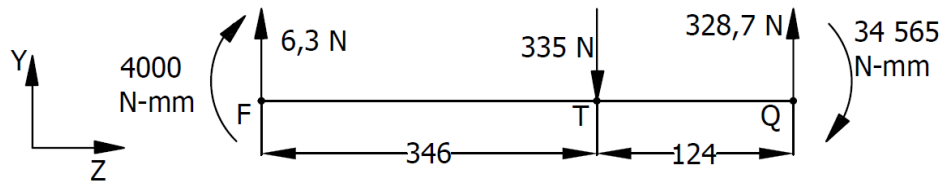


Figura 3. 36. DCL resuelto del perfil F-Q considerando sus extremos empotrados.

### Verificación por carga estática

En la figura 3.36 se aprecia que la sección “Q” es sometido al mayor momento flector, el cual es de 34 565 N.mm, por lo tanto se analizó solo ese punto. En la figura 3.37 se muestra el detalle del cordón de soldadura.

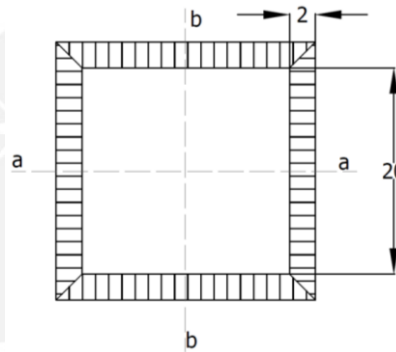


Figura 3. 37. Detalle de las dimensiones del cordón de soldadura en la sección “Q”

$$I_{a-a} = I_{b-b} = \frac{1}{12} \times (24^4 - 20^4) = 14314 \text{ [mm}^4\text{]}$$

$$\text{Area} = 24^2 - 20^2 = 176 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Cálculo de esfuerzos sobre el cordón de soldadura en el punto crítico “Q”

$$\eta_f = \frac{M_f[\text{N} - \text{mm}] \times C[\text{mm}]}{I_{a-a} [\text{mm}^4]} = \frac{34\,565 \times 12}{14314} = 29 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$t_n = \frac{F_Q[\text{N}]}{A [\text{mm}^2]} = \frac{329}{176} = 1,9 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

Ahora se calcula los esfuerzos nominales en la garganta del cordón:

$$\sigma_n = \frac{n + t_n}{\sqrt{2}} = \frac{29 + 1,9}{\sqrt{2}} = 21,9 \left[ \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right] \quad \tau_n = \frac{n - t_n}{\sqrt{2}} = \frac{29 - 1,9}{\sqrt{2}} = 19,2 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

El esfuerzo equivalente se calcula según:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3(\tau_n^2)} = \sqrt{21,9^2 + 3(19,2^2)} = 40 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$$

Para que no falle el cordón de soldadura se debe cumplir que:

$$\sigma_{eq} = 40 < \frac{\beta_w \times \sigma_B}{\gamma_M} = \frac{0,8 \times 360}{1,25} = 230 \rightarrow \text{no falla.}$$

### 3.12 Selección de tornillos

Se ha realizado el cálculo del momento de ajuste en las uniones atornilladas que están sometidas a fuerzas transversales, ello para asegurar que las placas no deslicen entre si y por lo tanto para que los tornillos no trabajen a corte.

#### 3.12.1 Tornillos para sujetar cuchillas

Cada cuchilla esta unida al disco de corte por medio de 2 tornillos de cabeza hexagonal M6x20- grado 8.8, tal como se muestra en la figura 3.38, la unión es del tipo unión con tornillo y tuerca (UTT).

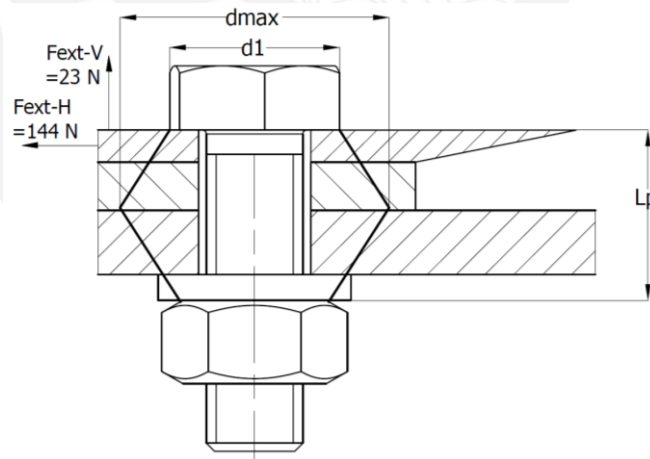


Figura 3. 38. Unión atornillada de cuchilla

##### 3.12.1.1 Cálculo de la constante de rigidez del tornillo $C_{tor}$

El cálculo se basa en la norma VDI 2230, las dimensiones características del tornillo se muestran en la tabla 3.3.

Tabla 3. 3. Longitudes características del tornillo M6 x 20 para la unión de la cuchilla

Tramo	Comentario	D <sub>i</sub> [mm]	A <sub>i</sub> [mm <sup>2</sup> ]	L <sub>i</sub> [mm]
I	Cabeza	d=6	28,3	0,5(d)=3
II	Tramo sin rosca	d=6	28,3	2
IV	Tramo roscado libre	d <sub>3</sub> =4,77	17,9	10,6
V	Tramo roscado dentro de la tuerca	d <sub>3</sub> =4,77	17,9	0,5(d)=3
VI	Filetes en contacto	d=6	28,3	0,4(d)=2,4

$$\frac{1}{C_{tor}} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{C_i} = \frac{1}{E} \times \sum_{i=1}^n \frac{L_i}{A_i} \quad (3.35)$$

El modulo de elasticidad “E” es 2x10<sup>5</sup> N/mm<sup>2</sup>, luego reemplazando valores en la ecuación 3.35, se obtiene C<sub>tor</sub> igual a 1,957 x 10<sup>5</sup> [N/mm].

### 3.12.1.2 Cálculo de la constante de rigidez de las placas C<sub>p</sub>:

Se tiene como datos conocidos:

L<sub>p</sub>=12,6 [mm]                      longitud entre placas

d<sub>1</sub>=10 [mm]                         diámetro de la cabeza del tornillo

D<sub>ext</sub>=20 [mm]                      diámetro de la circunferencia igual al menor ancho de las placas.

$$\beta_L = \frac{L_p}{d_1} = \frac{12,6}{10} = 1,26 \qquad \varepsilon = \frac{D_{ext}}{d_1} = \frac{20}{10} = 2$$

$$\tan \gamma = 0,362 + 0,032 \times \ln\left(\frac{\beta_L}{2}\right) + 0,153 \times \ln(\varepsilon)$$

$$\tan \gamma = 0,362 + 0,032 \times \ln\left(\frac{1,26}{2}\right) + 0,153 \times \ln(2) \quad \rightarrow \quad \gamma = 24,4^\circ$$

$$d_{max} = d_1 + L_p \times \tan(\gamma) = 10 + 12,6 \times \tan(24,4^\circ) = 15,7 \text{ [mm]}$$

**Caso 2:** D<sub>ext</sub> = 20 > d<sub>max</sub> = 15,7 por lo que el área de presión sobre las placas tiene la forma de dos troncos de cono.

$$C_{cono} = \frac{\pi \times E_{cono} \times d_{ag} \times \tan(\gamma)}{\ln\left(\frac{(d_{max}-d_{ag}) \times (d_1+d_{ag})}{(d_{max}+d_{ag}) \times (d_1-d_{ag})}\right)} \quad (3.36)$$

$$C_{\text{cono}} = \frac{\pi \times (2 \times 10^5) \times 7 \times \tan(24,4^\circ)}{\ln\left(\frac{(15,7 - 7) \times (10 + 7)}{(15,7 + 7) \times (10 - 7)}\right)} = 2,527 \times 10^6 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}}\right]$$

$$\frac{1}{C_p} = \frac{1}{C_{\text{cono}}} + \frac{1}{C_{\text{cono}}} \quad \rightarrow \quad C_p = 1,286 \times 10^6 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}}\right]$$

### 3.12.1.3 Calculo de la fuerza de asentamiento $F_{\text{as}}$

Se procedió a calcular la fuerza de asentamiento  $F_{\text{as}}$ ; para hallar el asentamiento total  $\delta_{\text{as}}$  se ha considerado que la rugosidad promedio  $R_z$  es de  $25 \mu\text{m}$  y el tipo de carga es transversal o de corte.

$$\delta_{\text{as}} = \delta_{\text{en los hilos}} + \delta_{\text{cabeza}} + \delta_{\text{entre placas}} \quad (3.37)$$

$$\delta_{\text{as}} = 3 + 4,5 + 3(2,5) = 15 \mu\text{m}$$

$$F_{\text{as}} = \frac{C_{\text{tor}} \times C_p}{C_{\text{tor}} + C_p} \times \delta_{\text{as}} \quad (3.38)$$

$$F_{\text{as}} = \frac{195730 \times 1286249}{195730 + 1286249} \times \frac{15}{1000} = 2548 \text{ [N]}$$

La unión atornillada es sometida a carga transversal de 144 N, lo cual se muestra en la figura 3.38, ello conlleva a que se debe de hallar el torque de ajuste necesario para asegurar que las placas no deslicen entre sí, para ello se debe satisfacer la siguiente condición estática.

$$\mu \times F_{\text{res}} > F_{\text{transv}} = 144 \text{ [N]}$$

Considerando que  $\mu = 0,15$ , la fuerza residual deber ser mayor a 960 N, se asume 1000 N.

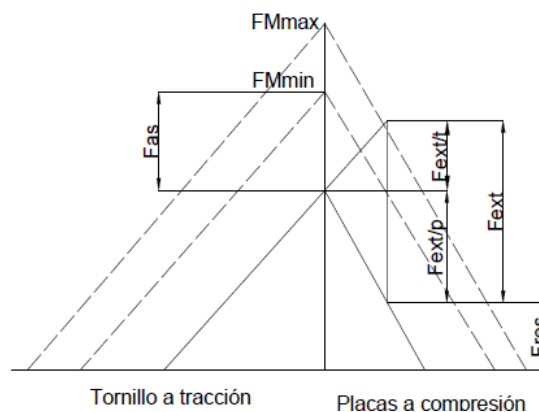


Figura 3. 39. Diagrama fuerza-deformación de una unión atornillada



De lo mostrado en la figura 3.39 se deduce la siguiente expresión para la fuerza residual:

$$FM_{\min} = F_{\text{res}} + F_{\text{ext/p}} + F_{\text{as}}$$

$$FM_{\min} = 1000 + 24 \times \frac{C_p}{C_t + C_p} + 2548 = 3572 \text{ [N]}$$

Se ha decidido usar un torquímetro para el montaje y le corresponde un coeficiente de ajuste  $\alpha_A$  de 1,5. Para hallar la fuerza de montaje máxima se aplica la ecuación 3.39.

$$FM_{\max} = FM_{\min} \times \alpha_A \quad (3.39)$$

$$FM_{\max} = 3572 \times 1,5 = 5358 \text{ [N]}$$

#### 3.12.1.4 Verificación de falla por fluencia

Se conoce el diámetro  $d_2 = 5,35$  [mm]. Para hallar el momento torsor de ajuste  $M_{tM}$  se aplica la ecuación 3.40.

$$M_{tM} = FM_{\max} \times \tan(\rho' + K) \times \frac{d_2}{2} \quad (3.40)$$

$$M_{tM} = 5358 \times \tan(9,83^\circ + 3,03^\circ) \times \frac{5,35}{2} = 3211 \text{ [N. mm]}$$

Se conoce el diámetro  $d_3 = 4,773$  [mm] y  $d_0 = \frac{d_2 + d_3}{2} = \frac{5,35 + 4,773}{2} = 5,0615$  [mm]

El momento torsor de ajuste  $M_{tM}$  produce esfuerzos, lo cuales se hallaron reemplazando valores en la ecuaciones 3.41 y 3.42.

$$\sigma_M = \frac{FM_{\max}}{A_0} = \frac{4 \times FM_{\max}}{\pi \times d_0^2} \quad (3.41)$$

$$\tau_{tM} = \frac{16 \times M_{tM}}{\pi \times d_0^3} \quad (3.42)$$

$$\sigma_M = \frac{4 \times 5358}{\pi \times 5,0615^2} = 266 \text{ [N/mm}^2\text{]} \quad \tau_{tM} = \frac{16 \times 3211}{\pi \times 5,0615^3} = 126 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

El esfuerzo equivalente según Von Mises es:

$$\sigma_{\text{eq M}} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3 \times \tau_{tM}^2} = \sqrt{266^2 + 3 \times 126^2} = 344 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

El tornillo seleccionado es de grado 8.8, entonces su esfuerzo de fluencia es:  $\sigma_F = 640 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$ . Para que el tornillo no falle por fluencia se debe cumplir la inecuación 3.43:

$$\sigma_{eqM} \leq 0,9 \times \sigma_F \quad (3.43)$$

$$344 \leq 576 \rightarrow \text{no falla}$$

### 3.12.1.5 Verificación por presión admisible en los filetes del tornillo

El área del filete del tornillo sometida a presión se halla con la ecuación 3.44.

$$A_c = \frac{\pi \times (d_1^2 - d_{ag}^2)}{4} \quad (3.44)$$

$$A_c = \frac{\pi \times (10^2 - 7^2)}{4} = 40 \text{ [mm}^2\text{]}$$

La presión en los filetes se halla con la ecuación 3.45.

$$P_{tor} = \frac{FM_{max}}{A_c} \quad (3.45)$$

$$P_{tor} = \frac{5358}{40} = 133 \left[ \frac{N}{mm^2} \right] \leq P_{adm} = 1000 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$$

### 3.12.1.6 Momento de ajuste durante montaje $M_{ajuste}$

Durante el montaje es necesario vencer la fricción que hay entre la placa y la cabeza del tornillo y para ello se aplica el momento " $M_p$ ", ello se calcula con la ecuación 3.46.

$$M_p = \mu \times FM_{max} \times \frac{d_1 + d_{ag}}{4} \quad (3.46)$$

$$M_p = 0,15 \times 5358 \times \frac{10 + 7}{4} = 3415 \text{ [N. mm]}$$

Finalmente, el momento de ajuste se calcula según la ecuación 3.47.

$$M_{ajuste} = M_{tM} + M_p \quad (3.47)$$

$$M_{ajuste} = 3211 + 3415 = 6626 \text{ [N. mm]}$$

### 3.12.2 Tornillos para la unión entre soporte de rodamiento y la estructura

Cada soporte está unido a la estructura por medio de 2 tornillos de cabeza hexagonal M6x60- grado 8.8, la unión es del tipo unión con tornillo y tuerca (UTT).

El soporte que se encuentra más esforzado es el que se ubica cerca a la polea, en dicho punto, cada unión atornillada es sometida a carga transversal de 127 N y a carga de compresión de 87 N, lo cual conlleva a que se debe de hallar el torque de ajuste para asegurar que las placas no deslicen entre sí.

En la tabla 3.4 se muestra el resumen de los cálculos realizados a la unión atornillada, el detalle de cálculo se encuentra en el anexo 9.

Tabla 3. 4. Resumen de cálculos sobre unión atornillada de soporte M6x60

Ítem	Símbolo	Valor	Unidad
Constante de rigidez del tornillo	$C_{tor}$	$6,358 \times 10^4$	N/mm
Constante de rigidez de las placas	$C_p$	$2,244 \times 10^5$	N/mm
Fuerza de asentamiento	$F_{as}$	619	N
Fuerza residual	$F_{res}$	850	N
Fuerza de montaje mínima	$FM_{min}$	1401	N
Fuerza de montaje máxima	$FM_{max}$	2102	N
Momento torsor de ajuste	$M_{tM}$	1284	N.mm
Esfuerzo equivalente	$\sigma_{eq M}$	$115 < 576$	N/mm <sup>2</sup>
Presión sobre filetes	$P_{tor}$	$52 < 420$	N/mm <sup>2</sup>
Momento de ajuste total	$M_{ajuste}$	2622	N.mm

### 3.12.3 Tornillos para la unión entre el motor y la estructura

El motor está unido a la estructura por medio de 4 tornillos de cabeza hexagonal M12x40- grado 8.8, la unión es del tipo unión con tornillo y tuerca (UTT).

En el apartado 3.11.1 se puede observar que la pata número "2" del motor es la más esforzada, en dicho punto la unión atornillada es sometida a fuerza externa de tracción de 84 N, y a fuerza transversal de 111 N. En la tabla 3.5 se muestra el resumen de los cálculos realizados a la unión atornillada, el detalle de cálculo se encuentra en el anexo 9.

Tabla 3. 5. Resumen de cálculos sobre unión atornillada del motor M12x40

Ítem	Símbolo	Valor	Unidad
Constante de rigidez del tornillo	$C_{tor}$	$3,948 \times 10^5$	N/mm
Constante de rigidez de las placas	$C_p$	$2,25 \times 10^6$	N/mm
Fuerza de asentamiento	$F_{as}$	7389	N
Fuerza residual	$F_{res}$	750	N
Fuerza de montaje mínima	$FM_{min}$	8210	N
Fuerza de montaje máxima	$FM_{max}$	12 315	N
Momento torsor de ajuste	$M_{tM}$	15 270	N.mm
Esfuerzo equivalente	$\sigma_{eq M}$	$190 < 576$	N/mm <sup>2</sup>
Presión sobre filetes	$P_{tor}$	$87 < 420$	N/mm <sup>2</sup>
Momento de ajuste total	$M_{ajuste}$	29 124	N.mm

### 3.13 Selección del motor eléctrico

En el apartado 2.9.3 se determinó el torque de carga de 36 [N.m] y la velocidad de giro de 350 [rpm]. La eficiencia típica de la transmisión por faja trapecial es de 97 %, entonces, la potencia de carga es:

$$P_{carga} = \frac{T_{carga} [N \cdot m] \times \omega_{carga} [rad/s]}{0,97} = \frac{36 \times 350 \times \frac{\pi}{30}}{0,97} = 1360 [W]$$

Del catalogo de la empresa WEG [16], se selecciono un motor asíncrono monofásico de 4 polos con las siguientes características:

- Posición y fijación: Instalado en posición horizontal y amarre por patas.
- Tensión de trabajo: 220 V
- Frecuencia de trabajo: 60 Hz
- Potencia de salida: 1,5 kW
- Velocidad de salida nominal: 1725 rpm
- Peso: 39 kg
- Grado de protección: IP55 (protección leve contra el polvo y contra chorros de agua hasta una presión máxima de 0,3 bar).
- Clase de aislamiento: B

- Tiempo máximo con rotor bloqueado: 6 segundos.
- Momento de inercia del motor: 0,0084 kg-m<sup>2</sup>

### 3.13.1 Verificación del tiempo de aceleración

Una condición importante a verificar es que el tiempo de aceleración sea menor al 80% del tiempo máximo permitido con rotor bloqueado, de ser mayor se presentarían dos consecuencias: la primera, el bobinado del motor calentará y por ende el aislamiento se debilitará; la segunda, la protección eléctrica se activará durante el arranque.

Para determinar el tiempo de aceleración se aplica la ecuación 3.48.

$$t_d = \frac{2\pi \times n \times J_{total}}{60 \times T_{acel}} \quad (3.48)$$

#### 3.13.1.1 Determinación de momento de inercia total $J_{total}$

El momento de inercia total es la suma del momento de inercia de las masas giratorias reflejadas al eje del motor " $J_{ce}$ " y la del propio motor " $J_{motor}$ ". Para determinar " $J_{ce}$ " se aplica la ecuación 3.49.

$$J_{ce} = J_{carga} \left( \frac{n_{carga}}{n_{motor}} \right)^2 + \sum_{i=1}^k J_i \left( \frac{n_i}{n_{motor}} \right)^2 \quad (3.49)$$

Las masas giratorias son: la del disco de corte, las poleas para faja trapecial y el árbol de transmisión, las 4 masas se consideran como cuerpos cilíndricos, cuyo momento de inercia se calcula según la ecuación 3.50.

$$J_{disco} = \frac{1}{2} \times masa \times r^2 \quad (3.50)$$

$$J_{disco \text{ de corte}} = \frac{1}{2} \times 4,5 \times 0,215^2 = 0,104 \text{ [kg. m}^2\text{]}$$

$$J_{polea \text{ grande}} = \frac{1}{2} \times 5 \times 0,16^2 = 0,064 \text{ [kg. m}^2\text{]}$$

$$J_{polea \text{ pequeña}} = \frac{1}{2} \times 0,5 \times 0,032^2 = 0,00026 \text{ [kg. m}^2\text{]}$$

$$J_{arbol \text{ de trans.}} = \frac{1}{2} \times 2,8 \times 0,015^2 = 0,00032 \text{ [kg. m}^2\text{]}$$

Reemplazando valores en la ecuación 3.49.

$$J_{ce} = (0,104 + 0,064 + 0,00032) \times \left(\frac{350}{1725}\right)^2 + (0,00026) = 0,00719 \text{ [kg. m}^2\text{]}$$

$$J_{total} = J_{ce} + J_{motor} = 0,00719 + 0,0084 = 0,0156 \text{ [kg. m}^2\text{]}$$

### 3.13.1.2 Determinación del torque acelerante $T_{acel}$

$T_{acel}$ , es el torque necesario para que el motor alcance la velocidad de trabajo “n” cuando arranca con carga, y se calcula como la diferencia entre el torque medio del motor “ $TM_{motor}$ ” y torque medio de carga “ $TM_{carga}$ ”, los cuales se indican en la figura 3.40.

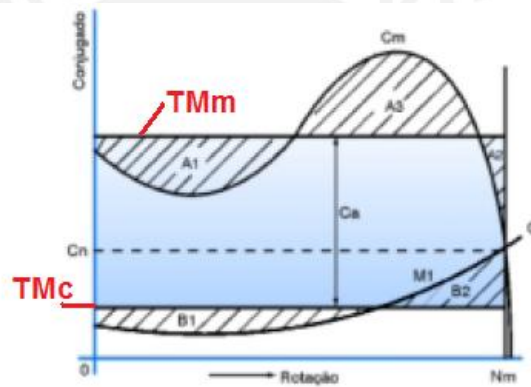


Figura 3. 40. Grafica Torque vs Velocidad angular del motor y de la carga [16]

El torque medio del motor  $TM_{motor}$  se obtiene reemplazando valores en la ecuación 3.51.

$$TM_m = 0,45 \times \left(\frac{C_p}{C_n} + \frac{C_{max}}{C_n}\right) \times C_n \tag{3.51}$$

Donde,  $C_p$  es el conjugado o torque con rotor bloqueado,  $C_{max}$  es el torque máximo,  $C_n$  es el torque nominal, ellos se muestran en la figura 3.41.

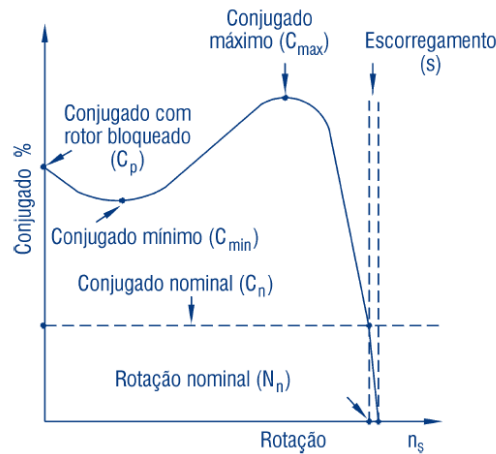


Figura 3. 41. Grafica de Torque vs Velocidad angular, donde se indica los torques característicos [16].

Del catalogo de la empresa WEG se obtiene los torques característicos, luego se calcula el “ $TM_{motor}$ ” reemplazando valores en la ecuación 3.51.

$$TM_{motor} = 0,45 \times (2,6 + 2,5) \times 0,83 \times 9,81 = 18,69 \text{ [N. m]}$$

Se ha asumido que la carga del sistema de corte es constante, el torque medio de carga “ $TM_{carga}$ ” se determina reemplazando valores en la ecuación 3.52.

$$TM_{carga} = \frac{1}{\eta_{acople}} \times T_c \times \frac{n_{carga}}{n_{motor}} \tag{3.52}$$

$$TM_{carga} = \frac{1}{0,97} \times 36 \times \frac{350}{1725} = 7,53 \text{ [N. m]}$$

Determinación del torque acelerante  $T_{acel}$

$$T_{acel} = TM_{motor} - TM_{carga} = 18,69 - 7,53 = 11,16 \text{ [N. m]}$$

Finalmente, reemplazando en la ecuación 3.48 se calcula el tiempo de aceleración.

$$t_d = \frac{2\pi \times n[\text{rpm}] \times J_{total}[\text{kg. m}^2]}{60 \times T_{acel}[\text{N. m}]} = \frac{2\pi \times 1725 \times 0,0156}{60 \times 11,16} = 0,253 \text{ [s]}$$

Se comprueba que el tiempo de aceleración es menor al 80 % del tiempo máximo con rotor bloqueado.

$$0,253 < 0,8 \times 6 = 4,8$$

El método de arranque elegido es el arranque directo, ya que este es el recomendado para potencias menores a 5 kW.

### 3.14 Cálculo del contrapeso

La dosificación de los camotes se realiza gracias al sistema de polea y peso suspendido, cuya función es asegurar que la fuerza que ejerce el empujador hacia el camote sea constante. Para determinar el valor del peso suspendido denominado “contrapeso” se tuvo que resolver el DCL del dosificador mostrado en la figura 3.42.

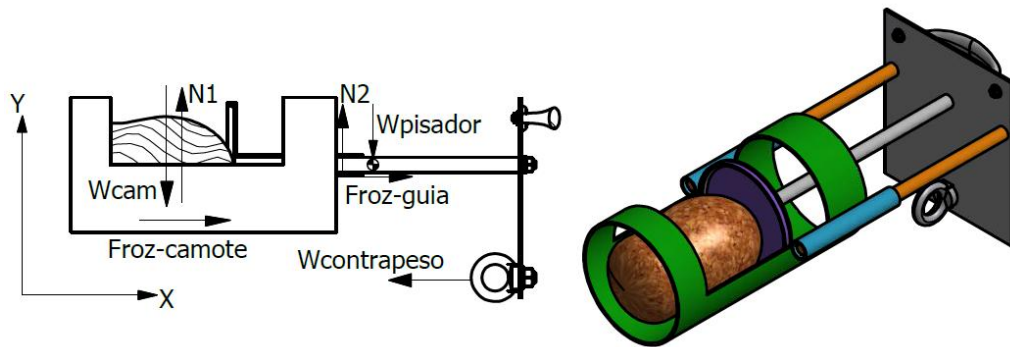


Figura 3. 42. DCL y vista isométrica del dosificador.

#### Determinación de la aceleración

El sistema formado por el camote, pisador, placa y guías, se desliza linealmente sobre el eje “X”, y lo hace partiendo del reposo, luego acelera hasta desplazarse una distancia de 5 mm (espesor de corte), para determinar la aceleración se considera que el sistema se desplaza según un movimiento rectilíneo uniformemente variable. El tiempo que tarda el camote en avanzar 5 mm se determina según:

$$\frac{2 \text{ cortes}}{1 \text{ rev}} \times \frac{350 \text{ rev}}{60 \text{ s}} \times \frac{5 \text{ mm}}{1 \text{ corte}} = \frac{58 \text{ mm}}{\text{s}} = \frac{5 \text{ mm}}{86,2 \text{ ms}} \rightarrow \text{se tarda } 86,2 \text{ ms}$$

Luego, aplicando la ecuación 3.53, se obtiene la aceleración.

$$h = V_0 \times t + \frac{1}{2} \times a \times t^2 \tag{3.53}$$

$$5 \times 10^{-3} = \frac{1}{2} \times a \times (86,2 \times 10^{-3})^2 \rightarrow a = 1,346 \text{ [m/s}^2\text{]}$$

#### Determinación del peso del contrapeso

Partiendo del DCL de la figura 3.42.

$$F_{\text{roz-cam}} = \mu \times W_{\text{cam}} = 0,3 \times 0,8 \times 9,8 = 2,352 \text{ [N]}$$

$$F_{\text{roz-guia}} = \mu \times W_{\text{pisador+placa}} = 0,15 \times 0,93 \times 9,8 = 1,367 \text{ [N]}$$



Aplicando la segunda ley de newton en el eje "X":

$$\sum F_x = m \times a$$

$$W_{\text{contrapeso}} - F_{\text{roz-cam}} - F_{\text{roz-guia}} = (m_{\text{cam}} + m_{\text{pisador+placa+guias}}) \times a$$

$$W_{\text{contrapeso}} - 2,352 - 1,367 = (0,8 + 0,93) \times 1,346$$

$$W_{\text{contrapeso}} = 6 \text{ [N]} = 0,62 \text{ [kg]}$$



## CAPÍTULO 4

### PLANOS Y ESTIMACIÓN DE COSTOS

En el presente capítulo, en la primera parte se presenta la lista de planos necesarios para la fabricación del prototipo; en la segunda parte del capítulo se obtiene el costo total aproximado para elaborar el prototipo; el costo total se ha dividido en 6 categorías: costo de diseño, costo de elementos seleccionados, costo de material de los elementos maquinados, costo de material para la estructura, costo por maquinado, costo de transporte y logística.

#### 4.1 Lista de planos

En la tabla 4.1 se lista los planos de ensamble, de despiece y eléctrico de la máquina. El plano de ensamble cuenta con las secciones y detalles necesarios para el fácil entendimiento de la persona que ensamble la máquina.

Asimismo, los planos de despiece de las piezas que son fabricadas están referenciados en la lista de materiales del plano de ensamble según la abreviación RC-DES-PXX-AX.

Tabla 4. 1. Lista de planos de máquina rebanadora de camotes

ABREVIACIÓN Y NOMBRE DE PLANOS	
Abreviación	Nombre
RC-ENS-P01-A0	Plano de ensamble de rebanadora de camotes
RC-ENS-P02-A2	Plano de ensamble de rebanadora con guardas
RC-DES-P01-A3	Plano de despiece árbol de transmisión
RC-DES-P02-A4	Plano de despiece polea para faja en V de diámetro 63 mm
RC-DES-P03-A4	Plano de despiece polea para faja en V de diámetro 315 mm
RC-DES-P04-A4	Plano de despiece de soporte de rodamiento
RC-DES-P05-A4	Plano de despiece de tapa de soporte
RC-DES-P06-A3	Plano de despiece de disco de corte
RC-DES-P07-A4	Plano de despiece de cuchilla
RC-DES-P08-A4	Plano de despiece de separador de cuchilla
RC-DES-P09-A4	Plano de despiece de tapa del sistema de corte
RC-DES-P10-A1	Plano de despiece de estructura metálica
RC-DES-P11-A4	Plano de despiece de tapa separadora sistema de corte
RC-DES-P12-A3	Plano de despiece de ducto dosificador
RC-DES-P13-A4	Plano de despiece de empujador
RC-DES-P14-A4	Plano de despiece de placa soporte de guías
RC-DES-P15-A4	Plano de despiece de guía lateral
RC-DES-P16-A4	Plano de despiece de contrapeso
RC-DES-P17-A4	Plano de despiece de guarda de poleas
RC-DES-P18-A3	Plano de despiece de guarda de árbol de transmisión y motor
RC-DES-P19-A4	Plano de despiece de tapa de seguridad
RC-ELE-P01-A4	Plano del circuito eléctrico

## 4.2 Estimación de costos

### 4.2.1 Costos de diseño

Se ha considerado que el diseño se lleva a cabo en 3 meses por un ingeniero junior y que su salario mensual es de S/. 1 000. El costo de S/. 3000 se ha prorrateado entre las primeras 10 unidades fabricadas, por lo tanto el costo de diseño es de S/. 300.

### 4.2.2 Costos de elementos seleccionados

En este grupo se ha considerado los elementos que son comerciales y estandarizados, los precios parciales de dichos elementos se muestran en la tabla 4.2.

Tabla 4. 2. Costos por concepto de elementos seleccionados.

ID	Ítem	Cantidad	Precio unitario (S/.)	Precio parcial (S/.)
1	Motor eléctrico 1.5KW monofásico	1	350	350
2	Rodamiento de bolas 61805 2RS	2	15	30
3	Polea trapecial SPZ doble para diámetro de 63 mm	1	30	30
4	Polea trapecial SPZ doble para diámetro de 315 mm	1	110	100
5	Faja trapecial SPZ, Lst de 1187 mm	2	15	30
6	Chaveta 6x6x25	3	5	15
7	Prisionero M5x10	2	0,3	0,6
8	Limit switch 220 VAC	1	20	20
9	Polea para sogá de 1/2 "	1	15	15
10	Visagra para tapa sistema de corte	2	3	6
11	Seguro puerta cerrada	1	5	5
12	Tablero eléctrico	1	50	50
13	Tubería flexible de 1/2 "	2 m	3	6
14	Conector recto conduit de 1/2 "	4	4	16
15	Llave termo magnética 16 A	1	30	30
16	Contactador trifásico 30 A	1	30	30
17	Pulsador con lámpara 220 V	2	25	50
18	Hongo paro de emergencia	1	30	30
19	Manija para alimentador	1	10	10
20	Contactador auxiliar 220 V	1	25	25
21	Guardamotor 7 a 10 A	1	40	40
22	Cable vulcanizado 3 x 12 AWG	1 m	4	4
22	Tornillos hexagonal M6x20 inoxidable	5	0,8	4
23	Arandela M6 inoxidable	4	0,4	1,6
24	Tuerca M6 inoxidable	4	0,6	2,4
25	Anillo de retención $\phi$ 25 mm	2	1	2
26	Tornillos hexagonal M4x8	8	0,2	1,6

27	Tornillos hexagonal M6x60	4	0,5	2
28	Arandela M6	4	0,2	0,8
29	Tuerca M6	4	0,3	1,2
30	Tornillos hexagonal M12x40	4	1	4
31	Arandela M12	4	0,2	0,8
32	Tuerca M12	4	0,3	1,2
33	Tornillos hexagonal M5x16 inoxidable	4	0,8	3,2
34	Arandela M5 inoxidable	4	0,4	1,6
35	Tuerca M5 inoxidable	4	0,6	2,4
36	Tornillos de cabeza avellanada M5x16	2	0,3	0,6
37	Arandela M5	2	0,2	0,4
38	Tuerca M5	2	0,2	0,4
39	Tuerca M6 inoxidable	6	0,6	3,6
40	Anillo de presión A 6,1 inoxidable	3	0,4	1,2
41	Cáncamo M8	2	2	4
Subtotal				931,6

#### 4.2.3 Costos de material de los elementos maquinados

En la tabla 4.3 se muestra el costo de los materiales necesarios para la fabricación de los elementos de máquina que forman parte del sistema de transmisión, del sistema de corte, las cuchillas, el dosificador; en esta tabla no está incluido el costo de fabricación. Los costos están basados en la oferta de materiales ofrecida por la empresa JN Aceros, la cual se especializa en la comercialización de productos de acero inoxidable.

Tabla 4. 3. Costos por materia prima de elementos maquinados

ID	Elemento	Ítem	Cantidad	Unidad	Precio parcial (S/.)
1	Árbol de transmisión	barra $\phi$ 1 1/4" - 600 mm AISI 420	600	mm	42
2	Disco de corte	Plancha AISI 420 de 3 mm	0,2	m <sup>2</sup>	58
3	Cubo del disco corte	barra $\phi$ 1 1/2" - 43 mm AISI 420	43	mm	6
4	Cuchillas	Plancha AISI 420 de 2 mm	0,016	m <sup>2</sup>	4
5	Separador- cuchilla	Plancha AISI 420 de 3 mm	0,016	m <sup>2</sup>	6
6	Guía lateral	Barra $\phi$ 7/16"-690 mm AISI 304	0,69	m	15
7	Placa de guías y pisador	Plancha AISI 304 de 2 mm	0,028	m <sup>2</sup>	8
8	Ducto dosificador	Tubo 4"-2 mm	200	mm	15
9	Correderas	Tubo 5/8 "-1,5 mm AISI 304	200	mm	7,5
10	Soportes	Plancha de 1/2" ASTM A 36	0,0058	m <sup>2</sup>	10
11	Contrapeso	Platina de 1 1/4" ASTM A 36	0,6	kg	5
Subtotal					176,5

#### 4.2.4 Costo de material para la estructura y guardas

En la tabla 4.4 se muestra el costo de los materiales necesarios para la fabricación de la estructura y de las guardas de protección.

Tabla 4. 4. Costo por materia prima para fabricar la estructura y guardas.

ID	Elemento	Ítem	Cantidad	Unidad	Precio parcial (S./)
1	Estructura general	Perfil cuadrado 20x20x2 ASTM A36	6,4	m	35
2	Soporta apoyos	Perfil U 30x15 ASTM A36	0,7	m	7
3	Soporta motor	Perfil U 40x20 ASTM A36	0,7	m	8
4	Dosificador	Perfil de lados iguales 20x20 AISI 304	0,9	m	11
5	Tapa separadora	Plancha de 1 mm AISI 304	0,3	m2	54
6	Guarda poleas y árbol	Plancha de 1 mm ASTM A1011	0,9	m2	40
7	Tapa de seguridad	Plancha de 1 mm AISI 304	0,35	m2	63
8	Patatas estructura	Plancha de 5 mm ASTM A36	0,01	m2	2
Subtotal					220

#### 4.2.5 Costo por maquinado

Se ha estimado que la fabricación del prototipo se puede llevar a cabo en 5 días y realizada por un técnico. El costo de una operación de mecanizado depende de la operación a realizar, así, es más costoso realizar la operación de cilindrado en el torno que doblar una plancha, por ello se ha establecido un costo promedio de 25 soles por hora de trabajo, ello incluye la mano de obra del técnico y el costo por hora de máquina. Para 5 días y trabajando 8 horas al día, resulta un costo de S./ 1 000.

En la tabla 4.5 se muestra el resumen de los costos parciales antes hallados, donde el costo total del prototipo es de S./ 2 828.

Tabla 4. 5. Resumen de costos parciales

ID	Ítem	Precio parcial (S./)
1	Costo de diseño	300
2	Costo de elementos seleccionados	931,6
3	Costo material de elementos maquinados	176,5
4	Costo de material para la estructura y guardas	220
5	Costo por maquinado	1000
6	Transporte de materiales y logística	200
Costo total		<b>2 828,1</b>

## CONCLUSIONES

1. El presente diseño satisface el objetivo principal de rebanar camotes en tajadas de 5 mm de espesor, ello se garantiza con el correcto dimensionamiento de las cuchillas, sistema de corte, selección de motor, sistema de transmisión, y la verificación por resistencia y fatiga de los principales elementos que conforman la máquina.
2. Se logró medir experimentalmente la fuerza necesaria para cortar el camote para diferentes tamaños de este último, y luego de considerar un factor de impacto de 1,2 se obtuvo que la fuerza de corte es de 288 N; este dato sirvió para calcular el torque y potencia de carga necesarios que fue de 36 N.m y de 1 319 W respectivamente.
3. Para el dimensionamiento del árbol de transmisión, se verificó por resistencia y por rigidez. En el punto más crítico del árbol se obtuvo un factor de seguridad a la fluencia de 16,3 y  $FS_{fatiga}$  de 6,2; que es mayor al factor de seguridad recomendado de 2,5. Por otro lado, resultado más crítico el caso de la verificación por rigidez, se obtuvo que la deflexión máxima fue de 0,31 mm/m, dicho valor es cercano a la máxima deflexión de 0,5 mm/m para arboles de transmisión en general. De forma similar, en el caso de la estructura, resultado más crítica la verificación por rigidez que por fluencia.
4. La máquina posee guardas de seguridad mecánica, las cuales cubren los elementos en movimiento como son: el disco de corte, el árbol de transmisión, la faja trapecial; ello para evitar algún daño físico al operador. Otra medida de seguridad usada para cuando se realice mantenimiento o limpieza a la máquina consiste en un enclavamiento eléctrico, se ha usado un final de carrera que detecta que la guarda del sistema de corte este cerrada, solo estando cerrada la máquina podrá arrancar.

5. Se ha seleccionado los materiales de las partes en base a la función que cumple dentro de la máquina. Los elementos que entran en contacto directo con el camote son de acero inoxidable AISI 304, en el caso de las cuchillas y del árbol de transmisión son de AISI 420. La estructura metálica y los soportes son de acero ASTM A36 ya que no entran en contacto con el producto, pero se recomienda que sean pintados.
6. El costo estimado total del prototipo es de S/.2 828; si no se incluye el costo de diseño, entonces el costo de fabricación es de S/. 2 528, este costo podría ser aun menor si la producción se realizara en serie. Por ejemplo, el conjunto soldado formado por el disco de corte y cubo podría ser hecho de una sola pieza si se fabricase por fundición, ello disminuiría el costo de fabricación para grandes lotes de producción.
7. La máquina ha sido diseñada para que sea lo más pequeña posible y así pueda ocupar el menor espacio posible en los establecimiento de comida, sus dimensiones son de 555 x 600 x 658 mm y cumple con la lista de exigencias.

## BIBLIOGRAFÍA

- [1] El boom de la gastronomía peruana. Sociedad peruana de agronomía.  
[Consultado el 01 de abril de 2014] Disponible en:  
<[http://www.apega.pe/descargas/contenido/13\\_apega\\_cocina\\_peruana.pdf](http://www.apega.pe/descargas/contenido/13_apega_cocina_peruana.pdf) >
- [2] Camote amarillo. Agromania.  
[Consultado el 20 de setiembre de 2014] Disponible en:  
<<http://agromania.pe/?p=162>>
- [3] Modelo del corte de un tallo por una navaja- memorias del XV congreso internacional anual de la SOMIM. ELIAS LEDESMA. 2009. MÉXICO  
[Consultado el 15 de setiembre de 2014] Disponible en:  
<[http://somim.org.mx/articulos2010/memorias/memorias2009/pdfs/A1/A1\\_196.pdf](http://somim.org.mx/articulos2010/memorias/memorias2009/pdfs/A1/A1_196.pdf)>
- [4] Rebanadora manual de 6,4 mm. Kronen.  
[Consultado el 10 de setiembre de 2014] Disponible en:  
<<http://www.kronen-gmbh.de/product.php?IDProduct=392>>
- [5] Procesador de alimentos. SKYMSSEN.  
[Consultado el 10 de setiembre de 2014] Disponible en:  
<<http://new.siemsen.com.br/produtos-detalle.php?id=465550&familia=45>>
- [6] Cortadora de papas centrífuga. Maigas.  
[Consultado el 11 de setiembre de 2014] Disponible en:  
<<http://www.maigas.cl/maigas/fichas/accesorios/FAVCPF.pdf>>
- [7] Cortadora con banda GS10-2. Kronen.  
[Consultado el 11 de setiembre de 2014] Disponible en:  
< <http://www.kronen.eu/es/maschinen/gs10-2/maschinen-downloads>>
- [8] RODRIGUEZ H, 2006. *Resistencia de materiales 2*. Lima: PUCP.
- [9] Manual técnico de para transmisiones por faja trapecial. OPTIBELT.  
[Consultado el 15 de setiembre de 2014] Disponible en:  
<<http://www.lacasadelascorreas.com.uy/pdf/atecnica/manual%20tecnico%20industrial.pdf>>
- [10] PAULSEN. Elementos de Máquinas 1. Lima. PUCP.



- [11] SHIGLEY. Diseño en Ingeniería Mecánica. Quinta edición. México: McGraw-Hill. 1990.
- [12] Ejemplo de cálculo de vida nominal de rodamiento rígido de bolas. SKF.  
[Consultado el 21 de setiembre de 2014] Disponible en:  
<<http://www.skf.com/co/products/bearings-units-housings/ball-bearings/principles/selecting-bearing-size/calculation-examples/index.html>>
- [13] Concerning the Sharpness of Blades. Geibler. Tremonia Fechterfurier.  
[Consultado el 01 de octubre de 2014] Disponible en:  
<<http://www.hroarr.com/wp-content/uploads/2014/04/sharpness.pdf>>
- [14] THOMSON. Theory of vibration with applications. Second edition. London. Prentice-Hall. 1981. pp 274.
- [15] HIBBELER. Mechanics of materials. Octava edición. Prentice -Hall. Apendice C. pp 808.
- [16] Catalogo técnico de motores eléctricos. WEG.  
[Consultado el 13 de noviembre de 2014] Disponible en:  
<[http://www.hd.ind.br/PDF/manual\\_TECNICO-motores.pdf](http://www.hd.ind.br/PDF/manual_TECNICO-motores.pdf)>